
VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Větrání a klimatizace haly pro renovaci nástrojů

Ventilation and Air Conditionig of the Hall for
Tools Renovation

Student:

Bc. Petr Grygar

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Michael Lichý, CSc.

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Grygar**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **2302T006 Energetické stroje a zařízení**
Téma: **Větrání a klimatizace haly pro renovaci nástrojů**
Ventilation and Air Conditioning of the Hall for Tools Renovation

Zásady pro vypracování:

Pro halu, ve které se provádí renovace nástrojů, na dvou pracovištích i navařováním, navrhnete větrání s klimatizací. Při řešení dbejte na dodržení hygienických podmínek na pracovišti i zásad ochrany ovzduší.

Práce bude obsahovat:

1. Technické zdůvodnění navrhovaného řešení
2. Výkresovou dokumentaci vzduchotechnického zařízení
3. Orientační vyčíslení investičních nákladů

Seznam doporučené odborné literatury:

NOVÝ, R. a kol.: Technika prostředí (skripta). Praha: ČVUT, 2000.
GEBAUER, G., RUBINOVÁ, O., HORKÁ, H.: Vzduchotechnika. Brno: ERA group, 2005.
HIRŠ, J., GEBAUER, G.: Vzduchotechnika v příkladech. Brno: VUT-Akademické nakladatelství 2006.
HEMERKA, J.: Odlučování tuhých částic(skripta). Praha: ČVUT, 2004.
Katalogy, předpisy, normy, firemní podklady a pod.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Michael Lichý, CSc.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014




prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. v plném znění – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnutou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. V platném znění, o vysokých školách o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....
Bc. Petr Grygar

Bc. Petr Grygar
Hornická 47, Ostrava 1
702 00

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. GRYGAR, PETR. Větrání a klimatizace haly pro renovaci nástrojů v areálu VÍTKOVICE CYLINDERS, a. s. v Ostravě - Vítkovicích, Ostrava: katedra energetiky 36, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2014, 46 str., 8 příloh

Diplomová práce, vedoucí: Lichý, M.

Diplomová práce se zabývá návrhem vzduchotechnického zařízení pro větrání a klimatizaci haly pro renovaci nástrojů v areálu VÍTKOVICE CYLINDERS, a. s. v souladu s hygienickými a bezpečnostními předpisy.

Řešení spočívá v návrhu vzduchotechnického zařízení, které zajistí úplnou výměnu vzduchu v prostorách haly s využitím zpětného získávání tepelné energie z odváděného znečištěného vzduchu a zařízení pro lokální odsávání pracoviště svařování.

V první části jsem se zaměřil na zdůvodnění technického řešení včetně potřebných výpočtů a v druhé části jsem se zaměřil na výkresovou dokumentaci zařízení.

V závěru je provedeno ekonomické zhodnocení projektu.

ANNOTATION OF THESIS

Bc. GRYGAR, Petr. Ventilation and Air Conditioning of the Hall for Tools Renovation in area VÍTKOVICE CYLINDERS, a. s. in Ostrava Vítkovice, Ostrava: Department of power engineering 361, Faculty of Mechanical Engineering VŠB - Technical University of Ostrava, 2014,

Thesis, head: Lichý, M.

This diploma thesis deals with the design of ventilation and air conditioning equipment for ventilation and air conditioning the hall for tools renovation on the premises of VITKOVICE CYLINDERS, as in accordance with health and safety legislation.

Solving consists in suggestion air conditioning equipment, which reserve total air exchange in precinct hall with utilization backward obtaining heat energy from removal polluted air and equipment for local exhausting welding workplace.

In first part of the thesis I have worked on the technical solution with all useful calculations and the second part is my drawing documentation of the unit.

The project conclusion deals with the economic evaluation.

Děkuji Doc. Ing. Michaelu Lichému, CSc za odborné vedení mé diplomové práce, poskytnutí odborných rad a vlastních zkušeností

Obsah

1	Seznam použitých symbolů	8
2	Úvod.....	10
3	Technické řešení	11
4	Výpočet množství odsávaného vzduchu při svařování	12
4.1	Výpočet produkce aerosolu a potřebného množství odváděného vzduchu pro používané obalované elektrody	14
4.1.1	E-B 561 ϕ 5 mm.....	14
4.1.2	Elektroda E-B 531 ϕ 4 mm	15
5	Výpočet množství přiváděného vzduchu, zajišťující výměnu vzduchu bez svařování	17
6	Volba klimatizační jednotky pro celkové větrání haly pro renovaci nástrojů.	17
6.1	Popis funkce sestavné větrací jednotky	19
7	Návrh lokálního odsávání.....	20
8	Návrh potrubí.....	23
9	Vzduchotechnické potrubí a jeho součásti	25
9.1	Vzduchovody	25
9.2	Koncové součásti vzduchotechnického potrubí.....	25
9.2.1	Vyústky.....	25
9.2.2	Protidešťové žaluzie.....	27
9.2.3	Výfuková hlavice	28
10	Výpočet tlakových ztrát	29
10.1	Tlaková ztráta větve přivádějící čerstvý vzduch	31
10.1.1	Tlaková ztráta výtlačné větve sestavné jednotky	31
10.1.2	Tlaková ztráta sací větve sestavné jednotky	33
10.2	Tlaková ztráta ve vzduchovodech větve odvádějící znečištěný vzduch	33
10.2.1	Tlaková ztráta sací větve sestavné jednotky	33
10.2.2	Tlaková ztráta výtlačné větve sestavné jednotky	35
11	Návrh sestavné jednotky Senátor 25 – KLME – 16	36
11.1	Část zajišťující odsávání vzduchu.....	36
11.2	Část zajišťující přívod vzduchu	38
12	Požadavky na ostatní profese	44
13	Výpočet pracovní doby filtrační tkaniny v odsávací větvi.....	45
14	Investiční a provozní náklady.....	46
15	Závěr.....	47
16	Seznam použité literatury	48
17	Seznam příloh.....	49

1 Seznam použitých symbolů

A	šířka potrubí	[mm]
B	výška potrubí	[mm]
C _{tox}	koncentrace toxické složky	[hm %]
G _{tox}	hmotnostní tok škodlivin	[g.h ⁻¹]
G _{tox} [*]	hmotnostní tok škodlivin pro jednu elektrodu	[g.h ⁻¹]
J	jímavost filtrační tkaniny	[g.m ²]
(NPK – P)	nejvyšší přípustná koncentrace	[mg.m ⁻³]
Q _v	objemový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
P	výkon	[kW]
R	tlakový spád	[Pa.m ⁻¹]
S	plocha	[m ²]
S _{potr}	průřez potrubí	[m ²]
S _{sk}	průtočná plocha vyústky	[m ²]
TVP	teoretická potřeba vzduchu	[m ³ .h ⁻¹]
V _p	objemový průtok vzduchu potřebný	[m ³ .h ⁻¹]
V _c	objemový průtok vzduchu	[m ³ .h ⁻¹]
V _v	objemový průtok vzduchu jednou vyústkou	[m ³ .h ⁻¹]
c _{vzd}	měrná tepelná kapacita vzduchu	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
d	průměr potrubí	[m]
d _{ek}	ekvivalentní průměr potrubí	[m]
k _j	součinitel jistoty	[-]
k _s	součinitel využití svařovací doby	[-]
l	délka	[m]
m	hmotnost	[kg]
n	počet svařovacích pracovišť pro jednu větev	[-]
n _v	počet vyústek	[-]
n _{ven}	otáčky ventilátoru	[min ⁻¹]
n _ž	počet protidešťových žaluzií	[-]
p _d	dynamický tlak	[Pa]
p _{dif}	tlaková diference větví	[Pa]
p _z	tlaková ztráta	[Pa]
p _{zm}	tlaková ztráta místní	[Pa]

p_{zt}	tlaková ztráta třením	[Pa]
t_e	teplota venkovní	[°C]
t_i	teplota vnitřní	[°C]
Δt	maximální možná změna teploty v místnosti	[°C]
w_{skm}	skutečná rychl. v hrdle mřížky pro přívod vzd.	[m.s ⁻¹]
w_{sko}	skutečná rychl. v hrdle vyústky pro odvod vzd.	[m.s ⁻¹]
w_{skp}	skutečná rychl. v hrdle pro přívod vzd.	[m.s ⁻¹]
w_v	předběžná rychlost v hrdle vyústky	[m.s ⁻¹]
ε	drsnost potrubí	[mm]
η	účinnost	[%]
λ	Koeficient tření	
ρ	hustota vzduchu	[kg.m ⁻³]
ξ	součinitel místních ztrát	[-]

Indexy:

c	index pro celkem
d	svářečský dým
m	místní ztráta
t	ztráta třením
tox	toxická složka

2 Úvod

Firma VÍTKOVICE CYLINDERS, a. s. se sídlem v Ostravě – Vítkovicích je jeden z největších světových výrobců bezešvých ocelových lahví pro technické a medicínální plyny, hasící techniku, dýchací a potápěčskou techniku, nápojovou techniku, acetylén, stlačený zemní plyn. Vyrábí rovněž stabilní tlakové nádoby, tělesa akumulátorových plášťů a ocelové mlecí koule.

V hale pro renovaci nástrojů se provádí sestavování a seřizování tvářecích kazet pro protahovací lisy, sestavování a seřizování válců pro válcovací stolice mlecích koulí a kontrola opotřebení tvářecích nástrojů a v rámci údržby výrobních zařízení a tvářecích nástrojů je zde prováděno navařování kovu na opotřeбенé plochy dílů. Jsou zde umístěna dvě pracoviště pro svařování a dvě pracoviště pro kompletaci nástrojů. Ostatní prostory jsou vyhrazeny pro přípravu a skladování dílů určených k opravě. Na svařecích pracovištích jsou zpracovávány rozmanité díly strojů výrobních linek a nástroje s velkým rozsahem velikostí a tvarů. Z tohoto důvodu se svařování provádí v různých polohách, na stole i mimo něj. Škodliviny, vznikající při svařování jsou v současné době odsávány ventilátorem umístěným ve zdi pod stropem pracoviště pro svařování. Přivádění vzduchu do prostoru haly pro renovaci nástrojů není řešeno, vzduch do těchto prostor je přisáván netěsnostmi haly a všemi vstupními otvory. Uvedený způsob větrání prostoru haly pro renovaci nástrojů není vyhovující z hlediska hygieny a rovněž dochází k velikým ztrátám tepelné energie obsažené v odsávané znečištěné vzdušině vypouštěné volně do ovzduší.

Cílem mé diplomové práce je celkové zlepšení pracovního prostředí a hygienických podmínek v prostorách haly pro renovaci nástrojů spolu se snížením vysokých tepelných ztrát v zimních měsících a dochlazováním přiváděného vzduchu v letních měsících.

V prostorách haly, kde probíhají renovační práce použitých dílů výrobních zařízení, musí být dodržována bezpečnost práce a hygienické předpisy. Hygienické předpisy zahrnují také větrání objektu. Zde se jedná o větrání, to znamená výměnu znehodnoceného vzduchu zplodinami obsahujícími škodliviny za vzduch venkovní nebo neznehodnocený z jiných prostorů vlivem tlakového spádu.

V mém návrhu větrání haly pro renovaci nástrojů se jedná o nucené větrání, kdy vzduch je odváděn a přiváděn ventilátory. Systémy nuceného větrání umožňují větrací vzduch upravovat a řídit tlakové poměry v prostorách. Celkové větrání můžeme dělit na systémy rovnotlaké, přetlakové a podtlakové. Vhodný systém se volí podle požadavků na přenos škodlivin mezi sousedními prostory.

- Při rovnotlakém větrání nevzniká rozdíl tlaku uvnitř a vně větraného prostoru. Rovnotlaké větrací systémy zajišťují nucený přívod čerstvého vzduchu a současně odvod vzduchu znehodnoceného o stejném objemu jako je objem vzduchu přiváděného.
- Při přetlakovém větrání je objem přiváděného vzduchu větší než objem odváděného vzduchu. Přetlakové větrání se používá pro prostory s požadovanou vysokou čistotou vzduchu, kde je nepřípustné, aby byl dovnitř nasáván vzduch s nižšími požadavky na kvalitu. Dále se přetlakové větrání používá pro větraný prostor obklopený místnostmi s nižšími požadavky na

čistotu vzduchu. Jedná se především o operační sály, ovládací stanoviště na provozech, řídicí kabiny, atd.

- Při podtlakovém větrání je objem přiváděného vzduchu menší než objem vzduchu odváděného. Podtlakovým větráním se zabraňuje unikání nebezpečných, škodlivých nebo obtěžujících látek z větraného prostoru.

3 Technické řešení

V rámci technického řešení jsem zvolil vybudování vzduchotechniky v prostoru haly pro renovaci nástrojů, která zajistí výměnu vzduchu v celé hale za použití jedné centrální klimatizační jednotky a pro lokální odsávání zplodin svařování popřípadě broušení jsem zvolil jednu centrální filtrační jednotku s odvodem odsávané vzdušiny do vnějšího prostředí. Hlavní důraz kladu na pracoviště svařování, kde dochází k vývinu škodlivých zplodin, které je nutno z hygienického hlediska odvětrat. Navrhnul jsem větrání rovnotlaké pro výměnu vzduchu v hale v případě, kdy pracoviště svařování není v provozu. V případě, kdy bude pracoviště svařování v provozu, změní se větrání na podtlakové spuštěním lokálního odsávání zplodin, aby nedocházelo k úniku zplodin do okolí pracoviště.

Pro konečné řešení dané problematiky jsem se rozhodl využít nabídky společnosti JANKA ENGINEERING Radotín a.s., která vyrábí vzduchotechnické a klimatizační jednotky, pro systém větrání a klimatizace. Tyto jednotky využívají rotační regenerační výměník, deskový regenerační výměník nebo glykolový okruh k zpětnému získání tepelné energie z odsávané vzdušiny. V případě tohoto řešení jsem zvolil jednu jednotku Senátor o větším výkonu, kterou jsem stabilně umístil vně haly. Tato jednotka je vybavena stříškou pro ochranu před deštěm.

Modulární jednotka Senátor bude pracovat se zapojením rotačního regeneračního výměníku tepla a vodního ohříváče vzduchu v topné sezóně. V letním období se využije obtoku rotačního regeneračního výměníku tak, aby se zamezilo větším tlakovým ztrátám. Ochlazování přiváděného vzduchu v letním období řeším vodním chladičem vzduchu. Výrobce dodává jako součást dodávky automatickou regulaci teploty výstupního vzduchu. Toto řešení považuji za nejvhodnější jak z hygienického hlediska, tak i z hlediska nejmenších investičních i provozních nákladů. Pro rozvod vzduchu jsem navrhl čtyřhranné potrubí. Rozhodl jsem se pro něj z důvodu levnější a jednodušší výroby i montáže.

Přívod čistého vzduchu do renovační haly je veden přes protidešťovou žaluzii do vstupní komory jednotky přes krátký kapsový zasunovací filtr. Zde je přiváděný vzduch filtrován a přes volnou servisní komoru prochází rotačním regeneračním výměníkem, servisní komorou, stabilizační komorou do ventilátoru. Následně je přiváděný vzduch podle potřeby upraven na výstupní teplotu vodním ohříváčem nebo chladičem vzduchu a výstupním dílem proudí do vzduchotechnického výtlačného potrubí.

Odvod vzduchu je řešen následovně:

Zplodiny vzniklé při svařování jsou lokálně odváděny od zdroje místním odsáváním, pomocí flexibilního odsávacího ramene nástavce v případě svařování

menších dílů na stole. Pro svařování rozměrných dílů je určeno druhé pracoviště, kde se škodliviny vzniklé při svařování odsávají také pomocí flexibilního odsávacího ramene. Takto zachycený vzduch se zplodinami svařování je dopravován do stacionárního patronového filtru, kde je vyčištěn a následně dopraven do venkovního prostoru. Toto řešení jsem zvolil z důvodu nižších pořizovacích nákladů. Použitím automatického řízení chodu v závislosti na provozu jednotlivých a agregátů dojde k úspoře elektrické energie a také se sníží tepelné ztráty odváděným vzduchem.

Zbývající zplodiny jsou odváděny v rámci výměny vzduchu odsávacím potrubím celkového odsávání renovační haly přes vyústky. Poté je vzduch veden do centrální větve, ze které je nasáván do vstupní komory klimatizační jednotky přes krátký kapsový zasunovací filtr. Zde je přiváděný vzduch filtrován a přes ventilátor, stabilizační a volnou servisní komoru prochází protiběžně s přiváděným vzduchem rotačním regeneračním výměníkem tepla, kde předá část svého tepla přes těleso rotoru výměníku přiváděnému vzduchu. Dále je přes servisní komoru výstupem vzduchu dopravován výtlačným potrubím přes výfukovou hlavici do venkovního prostoru.

Systém větrání řeším jako rovnotlaký, pouze v případě provozu svářecích pracovišť vytvoří lokální odsávání v renovační hale podtlak.

V návrhu jsem dbal i na dodržení určených minimálních vzdáleností, které zajišťují přístup obsluhy k jednotce za účelem provádění montáže i údržby zařízení.

Pro lokální odsávání jsem se rozhodl využít nabídky firmy KEMPER spol. s r.o., která vyrábí odsávací a filtrační zařízení a příslušenství pro výbavu svářecích a brousících pracovišť. Použil jsem jednu stacionární jednotku patronového filtru se dvěma odsávacími rameny v hadicovém provedení, což bude výhodnější jak z ekonomického hlediska, tak praktického hlediska.

4 Výpočet množství odsávaného vzduchu při svařování

Množství odsávaného vzduchu ze svářečského pracoviště se podle „**Katalogu rizikových faktorů při procesech zvarování**“, (dále jen Katalog VUZ) počítá dvěma možnými způsoby výpočtu. Pro výběr správného postupu je rozhodující, jaký mají vzájemný účinek škodliviny při svařování vznikající. V úvahu přichází vzájemně nezávislé působení nebo vzájemně aditivní účinek toxických složek.

V prvním případě počítám s teoretickou potřebou vzduchu pro všechny katalogem uváděné škodliviny a z těchto hodnot vyberu maximální a podle ní dimenzuji odsávací zařízení.

V druhém případě sčítáním aditivního toxického účinku se zařízení dimenzuje na součet všech teoretických potřeb vzduchu pro jednotlivé škodliviny. O způsobu výpočtu pro dané pracoviště rozhoduje Krajská hygienická stanice Moravskoslezského kraje se sídlem v Ostravě, která na základě vzájemného účinku škodlivin vznikajících provozovanou technologií určí způsob výpočtu. V mém případě jsem tento problém konzultoval na ostravském pracovišti Krajské hygienické stanice Moravskoslezského kraje se sídlem v Ostravě. Pracovníkovi této stanice jsem sdělil, které konkrétní škodliviny se na pracovišti vyskytnou. Jedná se především o aerosol obsahující CR, Fe,

Mn, Cu a plynné emise NO_x a CO. Mezi těmito látkami pracovník hygienické stanice neshledal vzájemně aditivní účinek a bylo mi doporučeno postupovat podle první varianty.

Vzájemně nezávislé působení škodlivin

$$\text{TVP}_{\text{tox}} = \frac{G_{\text{tox}}}{(\text{NPK} - P)_{\text{tox}}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (4.1)$$

Výsledná TVP je maximální hodnota z TVP_{tox} .

Vzájemně aditivní účinek škodlivin

$$\text{TVP} = \text{TVP}_{\text{Mn}} + \text{TVP}_{\text{Fe}} + \text{TVP}_{\text{Cu}} + \dots + \text{TVP}_x \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (4.2)$$

Velikost TVP může být ovlivněna vstupní koncentrací, ta je však v tomto případě rovna nule. Po konzultaci s provozovatelem jsem zjistil nejčastěji používané elektrody a technologie a také koeficient K_s , který vyjadřuje využití pracovního času.

Celková produkce svařecského aerosolu

$$G_{\text{tox}} = G_{\text{tox}}^* \cdot n \cdot K_s \quad [\text{g} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (4.3)$$

G_{tox}^* produkce aerosolu z jedné elektrody-dle tabulek pro jednotlivé druhy [1]

n počet svařovacích míst, pro tento projekt 2

K_s součinitel využití svařovací doby, po dohodě stanoveno $K_s = 0,5$

Nejvyšší přípustná koncentrace

$$(\text{NPK}-P) = \frac{(\text{NPK} - P)_{\text{tox}} \cdot 100}{C_{\text{tox}}} \quad [\text{mg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (4.4)$$

$(\text{NPK}-P)_{\text{tox}}$ nejvyšší přípustná koncentrace toxické složky $[\text{mg} \cdot \text{m}^{-3}]$,
tabulka č. 1 - 12, Katalog VUZ

$(\text{NPK}-P)$ vypočtená koncentrace toxické složky $[\text{mg} \cdot \text{m}^{-3}]$,

C_{tox} koncentrace toxické složky v hmotnostních procentech [1]

Vliv místního odsávání

Dle nařízení vlády, kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci 361/2007 Sb. V platném znění §42 odstavec 3 musí být chemická látka a prach podle technických možností zachyceny přímo u zdroje. Zvýší se tím účinnost odsávání a účinněji odvádí škodliviny od místa vzniku. Při místním odsávání s odvodem vzduchu do venkovního prostoru musí být zajištěn přívod venkovního vzduchu tak, aby nedocházelo k jeho kontaminaci odváděným vzduchem. Při účinnosti místního odsávání 88%, budu při návrhu zařízení pro větrání vnitřního prostředí haly počítat s 12% produkce aerosolu z jedné elektrody, které se rozptýlí do ovzduší haly a musí se odvětrat.

4.1 Výpočet produkce aerosolu a potřebného množství odváděného vzduchu pro používané obalované elektrody

4.1.1 E-B 561 ϕ 5 mm

Produkce aerosolu z jedné elektrody

$$G_{\text{tox}}^* = 22,21 \text{ g.h}^{-1} \quad (\text{Katalog VUZ, tabulka č.4a})$$

$$G_{\text{tox}}^{*12\%} = 2,67 \text{ g.h}^{-1}$$

$$G_{\text{tox}} = G_{\text{tox}}^{*12\%} \cdot n \cdot K_s = 2,67 \cdot 2 \cdot 0,5 = 2,67 \text{ g.h}^{-1}$$

Mangan:

$$(\text{NPK-P})_{\text{Mn}} = \frac{(\text{NPK} - P)_{\text{Mn}} \cdot 100}{C_{\text{Mn}}} = \frac{2 \cdot 100}{4,16} = 48,08 \text{ mg.m}^{-3}$$

$$C_{\text{Mn}} = 4,16 \text{ hm\%} \quad (\text{Katalog VUZ, tabulka č.4a})$$

Chrom:

$$(\text{NPK-P})_{\text{Cr}} = \frac{(\text{NPK} - P)_{\text{Cr}} \cdot 100}{C_{\text{Cr}}} = \frac{0,05 \cdot 100}{20,86} = 0,24 \text{ mg.m}^{-3}$$

$$C_{\text{Cr}} = 20,85 \text{ hm\%} \quad (\text{Katalog VUZ, tabulka č.4a})$$

Výpočet objemového průtoku vzduchu pro nejtoxičtější složku - Chrom

$$\text{TVP} = \frac{G_{\text{tox}}}{(\text{NPK} - P)_{\text{Cr}}} = \frac{2670}{0,24} = 11\,125 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

4.1.2 Elektroda E-B 531 ϕ 4 mm

$$G_{\text{tox}}^* = 58,82 \text{ g.h}^{-1} \quad (\text{Katalog VUZ, tabulka č.4a})$$

$$G_{\text{tox}}^*_{12\%} = 7,06 \text{ g.h}^{-1}$$

$$G_{\text{tox}} = G_{\text{tox}}^*_{12\%} \cdot n \cdot K_s = 7,06 \cdot 2 \cdot 0,5 = 7,06 \text{ g.h}^{-1}$$

Mangan:

$$(\text{NPK-P})_{\text{Mn}} = \frac{(\text{NPK} - P)_{\text{Mn}} \times 100}{C_{\text{Mn}}} = \frac{2 \times 100}{1,62} = 123,46 \text{ mg.m}^{-3}$$

$$C_{\text{Mn}} = 1,62 \text{ hm\%} \quad (\text{Katalog VUZ, tabulka č.4a})$$

Železo:

$$(\text{NPK-P})_{\text{Fe}} = \frac{(\text{NPK} - P)_{\text{Fe}} \times 100}{C_{\text{Fe}}} = \frac{5 \times 100}{18,14} = 27,56 \text{ mg.m}^{-3}$$

$$C_{\text{Fe}} = 18,14 \text{ hm\%} \quad (\text{Katalog VUZ, tabulka č.4a})$$

Fluor:

$$(\text{NPK-P})_{\text{F}} = \frac{(\text{NPK} - P)_{\text{F}} \times 100}{C_{\text{F}}} = \frac{1 \times 100}{9,81} = 10,19 \text{ mg.m}^{-3}$$

$$C_{\text{F}} = 9,81 \text{ hm\%} \quad (\text{Katalog VUZ, tabulka č.4a})$$

Molybden:

$$(\text{NPK-P})_{\text{Mo}} = \frac{(\text{NPK} - P)_{\text{Mo}} \times 100}{C_{\text{Mo}}} = \frac{2 \times 100}{0,64} = 312,5 \text{ mg.m}^{-3}$$

$$C_{\text{Mo}} = 0,64 \text{ hm\%} \quad (\text{Katalog VUZ, tabulka č.4a})$$

Vanad:

$$(\text{NPK-P})_{\text{V}} = \frac{(\text{NPK} - P)_{\text{V}} \times 100}{C_{\text{V}}} = \frac{0,1 \times 100}{0,34} = 29,41 \text{ mg.m}^{-3}$$

$C_V = 0,34 \text{ hm\%}$ (Katalog VUZ, tabulka č.4a)

Cobalt:

$$(NPK-P)_{Co} = \frac{(NPK - P)_{Co} \times 100}{C_{Co}} = \frac{0,05 \times 100}{1} = 5 \text{ mg.m}^{-3}$$

$C_{Co} = 1 \text{ hm\%}$ (Katalog VUZ, tabulka č.4a)

Měď:

$$(NPK-P)_{Cu} = \frac{(NPK - P)_{Cu} \times 100}{C_{Cu}} = \frac{0,2 \times 100}{1,69} = 11,83 \text{ mg.m}^{-3}$$

$C_{Cu} = 1,69 \text{ hm\%}$ (Katalog VUZ, tabulka č.4a)

Fluorovodík:

$$(NPK-P)_{HF} = \frac{(NPK - P)_{HF} \times 100}{C_{HF}} = \frac{1 \times 100}{0,002} = 50000 \text{ mg.m}^{-3}$$

$C_{HF} = 0,002 \text{ hm\%}$ (Katalog VUZ, tabulka č.4a)

Chrom:

$$(NPK-P)_{Cr} = \frac{(NPK - P)_{Cr} \times 100}{C_{Cr}} = \frac{0,05 \times 100}{6,28} = 0,8 \text{ mg.m}^{-3}$$

$C_{Cr} = 6,28 \text{ hm\%}$ (Katalog VUZ, tabulka č.4a)

Výpočet objemového průtoku vzduchu pro nejtoxičtější složku Chrom

$$TVP = \frac{G_{tox}}{(NPK - P)_{Cr}} = \frac{7060}{0,80} = 8\,025 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Maximální hodnota TVP je tedy pro elektrodu E-B 561 ϕ 5 mm

$$TVP = 11\,125 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Při použití lokálního odsávání škodlivin vznikajících při svařování s účinností 88% a provozu obou svařecích pracovišť musím zajistit pro celkové větrání haly minimální výměnu vzduchu $11\,125\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$.

5 Výpočet množství přiváděného vzduchu, zajišťující výměnu vzduchu bez svařování

V prostorách s pobytem osob je nezbytný přívod venkovního vzduchu, zajišťující výměnu vzduchu. Jeho průtok určím dle zákonných či doporučených dávek vnějšího vzduchu nebo intenzit výměny vzduchu v závislosti na aktivitě živých bytostí.

Průtok vzduchu stanovený dle NV 361/2007 Sb. v platném znění §41 odstavec 2 bod c) je $70\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ na jednoho zaměstnance.

Tento minimální průtok vzduchu musí být dle NV 361/2007 Sb. v platném znění §41 odstavec 3 zvýšen při zátěži větraného prostoru pracoviště teplem nebo pachy o $10\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ na jednoho zaměstnance.

Při plánovaném počtu pracovníků $n = 6$ bude minimální teoretické potřebné množství vzduchu

$$\text{TVP} = (70 + 10) \cdot 6 = 480 \quad [\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}] \quad (5.1)$$

Z důvodu zajištění větrání haly i při provozu pracovišť svařování volím největší vypočtený průtok vzduchu pro větrání haly $\text{TVP} = 11\,125\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ vypočtený v kapitole 4.

6 Volba klimatizační jednotky pro celkové větrání haly pro renovaci nástrojů.

Podle vypočteného potřebného průtoku vzduchu volím sestavnou modulární vzduchotechnickou jednotku s rotačním regeneračním výměníkem tepla Senátor 25 – KLM 16, která je určena k větrání průmyslových objektů, hotelů, kancelářských budov a obchodů. Zajišťuje dopravu vzduchu do a z větraného prostoru, úpravu vzduchu s filtrací, zpětné získávání tepla prostřednictvím rotačního regeneračního výměníku tepla, dohřev nebo ochlazování přiváděného venkovního vzduchu. Vyhovuje technickému standardu EN 1886 – Větrání budov Vzduchotechnické jednotky.

Konstrukce je provedena z profilované kostry z pozinkovaných profilů spojených plastovými rohovníky. Jsou použity sendvičové panely o tloušťce 50 mm s výplní minerální vatou. Vnější a vnitřní povrch volím pro venkovní provedení pozinkovaný plech. Motory ventilátorů jsou třídy F s krytím IP 54 a tepelnou ochranou termokontakty.

Technické údaje jednotky

- | | |
|---------------------|---------------------------------------|
| – Velikost jednotky | KLME 16 |
| – Minimální průtok | $8\,300\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ |

– Maximální průtok	19 600 m ³ .h ⁻¹
– Průřez jednotky AxB	1250x1250 mm
– Součinitel prostupu tepla k	0,88 W.m ⁻² .K ⁻¹
– Mechanická stabilita (EN 1886)	Třída 2A
– Těsnost opláštění (EN 1886)	Třída B
– Faktor tepelných mostů	Třída TB2

Na obrázku č. 4.1 je zobrazena základní sestava modulární jednotky Senátor 25 – KLME – 16 v pravém provedení.

Modulární jednotka Senátor 25 – KLM 16 sestává z:

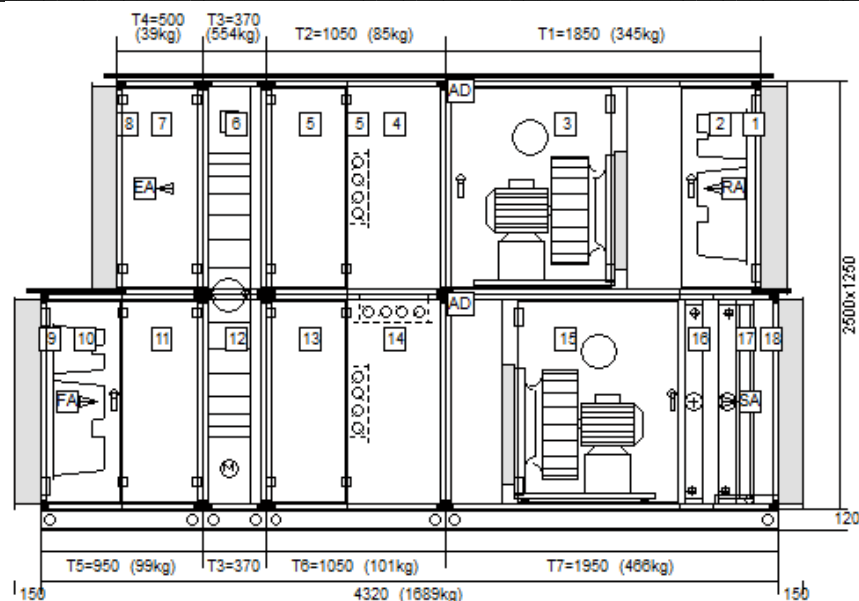
- | | |
|--|--------------------|
| - jednotlivých komor a dílů | - nosné konstrukce |
| - rotačního regeneračního výměníku tepla | - příslušenství |
| - přechodových kusů a spojovacích částí | - distančních rámu |

Sekce odvodu vzduchu

- | | |
|---|-------------------------------|
| 1 – Vstup vzduchu s manžetou | 5 – Volná servisní komora |
| 2 – Filtr | 6 – Rotační výměník |
| 3 – Ventilátor odvodu vzduchu | 7 – Volná servisní komora |
| 4 – Komora pro stabilizaci proudu vzduchu | 8 – Výstup vzduchu s manžetou |

Sekce přívodu vzduchu

- | | |
|------------------------------|--|
| 9 – Vstup vzduchu s manžetou | 14 – Komora pro stabilizaci proudu vzduchu |
| 10 – Filtr | 15 – Ventilátor přívodu vzduchu |
| 11 – Volná servisní komora | 16 – Ohřívač |
| 12 – Rotační výměník | 17 – Chladič |
| 13 – Volná servisní komora | 18 – Výstup vzduchu s manžetou |



Obr. č. 4.1. – Základní sestava jednotky

6.1 Popis funkce sestavné větrací jednotky

Hlavní částí modulární jednotky Senátor 25 – KLM 16 je rotační regenerační výměník tepla, na který jsou napojené další komory a díly. Všechny komory včetně rotačního regeneračního výměníku jsou uloženy na společném rámu. Součástí rámu jsou nastavitelné nohy, pomocí nichž lze eliminovat nerovnosti podkladu. Dopravu vzduchu v horní a spodní větví zajišťují ventilátorové díly. Připojovací rozměry vstupních a výstupních otvorů jsou v souladu s ČSN EN 1505 Větrání budov - Kovové plechové potrubí a armatury pravoúhlého průřezu - Rozměry.

Vnější čistý vzduch je přiváděn do jednotky vstupní komorou ve spodní sekci, která je opatřena regulační a uzavírací klapkou. Ta slouží zároveň jako protipožární klapka. Dále je vzduch filtrován v krátkém kapsovém zasunovacím filtru a veden volné komory, která slouží pro servisní a obslužný přístup do jednotky. Následně vzduch prochází rotačním regeneračním výměníkem, kde se přihřívá v zimním období. V letním období vzduch obtéká rotační výměník přes otevřené klapky. V rotačním výměníku tepla je přiváděnému vzduchu předáváno teplo kumulované v tělese rotoru (hliníkové voštině). Z výměníku vzduch vychází přes volnou servisní komoru. Následuje komora pro stabilizaci proudu vzduchu. Zde se proudění vzduchu usměrňuje, zrovnoměrňuje a reguluje pomocí klapek před vstupem do ventilátoru. Ventilátorem je vzduch vytlačován přes vodní ohřívací díl, vodní chladicí díl a výstup s manžetou do vzduchotechnického potrubí.

Odváděný vzduch proudí protiběžně obdobnou skladbou komor v horní sekci jednotky. Vzduch je přiváděn do jednotky vstupní komorou v horní sekci, která je opatřena regulační a uzavírací klapkou. Ta slouží zároveň jako protipožární klapka. Dále je vzduch filtrován v krátkém kapsovém zasunovacím filtru a následujícím ventilátorem vytlačován do komory pro stabilizaci proudu vzduchu. Zde se proudění vzduchu usměrňuje, zrovnoměrňuje a reguluje pomocí klapek před vstupem do rotačního výměníku tepla. Přes volnou komoru, která slouží pro servisní a obslužný

přístup do jednotky, vzduch prochází rotačním regeneračním výměníkem. Odváděný vzduch v rotačním regeneračním výměníku tepla předává část svého tepla tělesu rotoru. Z výměníku vzduch vychází přes volnou servisní komoru a výstup s manžetou do výtlačného potrubí s výfukovou hlavicí do venkovního prostoru. Mrazová ochrana, která je součástí vodního ohřívače, signalizuje dosažení teploty 6°C na teploměrném čidle umístěném za výměníkem na spodní části rámu ohřívače. Musí být napájena napětím 24 V – 50 Hz, výstupní signál zajišťuje jedním přepínacím kontaktem relé RP 210. Zátěž výstupního kontaktu je 24 V – 50 Hz / 2 A. Tepelná ochrana, která je součástí ventilátorového dílu signalizuje dosažení teploty 38°C na teploměrném čidle umístěném ve skříni ventilátoru napětím 24 V – 50 Hz, výstupní signál zajišťuje jedním přepínacím kontaktem relé RP 210. Zátěž výstupního kontaktu je 24 V – 50 Hz / 2 A.

Regulace je řízena vestavěnou mikroprocesorovou jednotkou, která je součástí ventilátorového dílu.

Celá modulární jednotka je umístěna venku vedle haly a je provedena ve variantě Venkovní provedení s plastovou střechou.

7 Návrh lokálního odsávání

Pro řešení lokálního odsávání pracovišť svařování existuje několik možností, jak zachytit dýmy vznikající při svařování. Podle místních podmínek, typu svařovací metody a velikosti svěřenců volíme způsob zachycování zplodin svařování. Můžeme zvolit odsávání pomocí odsávací hubice umístěné přímo na svařovacím hořáku, pomocí samonosné odsávací šterbinové hubice, pomocí digestoře umístěné nad pracovním stolem, nebo nový moderní způsob odsávání zplodin pomocí odsávaných pracovních stolů, případně odsávaných pracovních plošin.

V mém případě volím flexibilní samonosné odsávací hubice firmy KEMPER z důvodu velké rozmanitosti a velikosti opravovaných dílů. Odsávání bude potřeba provádět v různých polohách a místech. Je to elegantní univerzální řešení pro stabilní svářecí pracoviště, kdy samonosná ramena umožní nezávislé polohování odsávací hubice v celém dosahu ramene. Toto odsávání je schopné efektivně zachytit téměř veškeré stoupající dýmy svařování. V ideálním případě je účinnost tohoto odsávání přes 90%. V mém případě počítám s účinností 88%.

Pro čištění znečištěného vzduchu můžeme zvolit mechanické filtry, nebo elektrostatické. V mém případě volím mechanické patronové filtry z důvodu jednoduchosti obsluhy, údržby a menších nákladů na pořízení a provoz. Zvolil jsem Patronovou stacionární filtrační jednotku se dvěma odsávacími rameny zavěšenou na zdi od firmy KEMPER.

Je to jednotka určená pro aplikace na trvale instalovaných svářecích pracovištích nebo ve svářecích kabinách. Umožňuje střídání pracovních pozic a střídavé využití pracovišť. Umístění této jednotky je volitelné, na podlaze nebo na stěně.

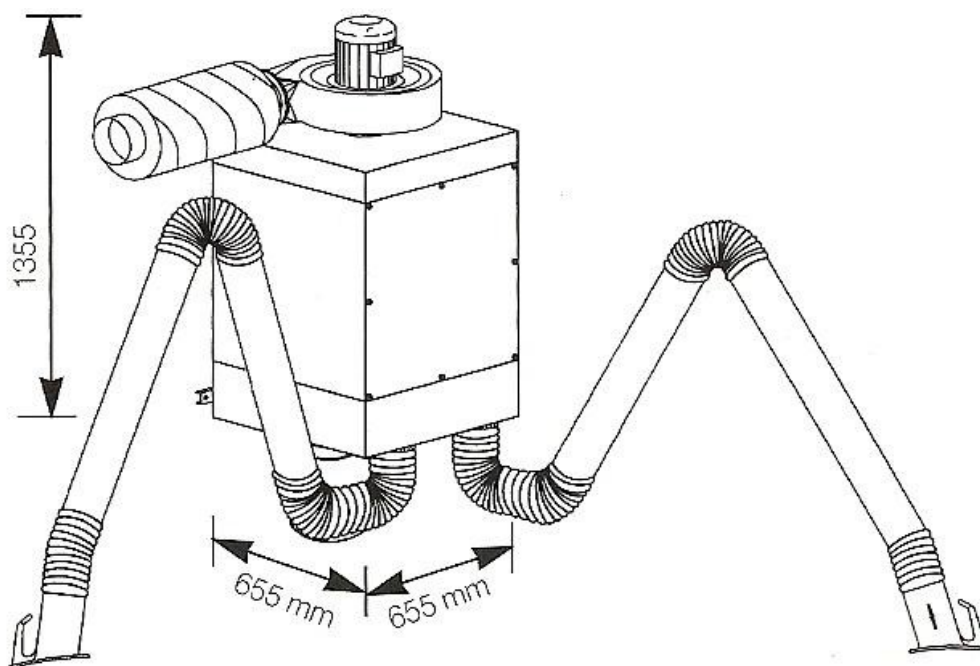
Toto zařízení je vybaveno dvěma teflonovými filtračními patronami KemTex pro průmyslové využití. Tyto patrony pracují na principu povrchové filtrace, takže nasávané prachové částice nemohou vniknout do filtračního média, ale odlučují se na povrchu. To je umožněno nalaminováním vrstvy teflonové membrány na podkladovou tkaninu. Tato membrána zaručuje enormně vysoký stupeň odlučivosti filtračních patron, kdy částice do 0,4 µm jsou zachycovány s účinností 99,9%. 98,9% prachových částic ve zplodinách

je v uvedeném rozsahu a mají schopnost se dostat do plicních sklípků a následně do krevního řečiště. Teflonové patrony odlučují prachové částice obsažené v odsávaném vzduchu ještě o velikosti $0,1\text{ }\mu\text{m}$ s účinností 92%.

Zanesení filtračních patron i všechny ostatní funkce zařízení kontroluje integrovaný řídicí systém. Při dosažení stanovené mezní hodnoty se filtrační patrony šetrně samostatně očistí a nashromážděný prach lze jednoduše odstranit prostřednictvím integrovaného sběrného prachového zásobníku.

Likvidace tohoto nebezpečného odpadu bude probíhat dle platné firemní směrnice S-678 – Likvidace nebezpečných odpadů a bude prováděna specializovanou externí organizací.

Z nabídky firmy KEMPER jsem zvolil Stacionární patronový filtr s výkonem ventilátoru $3000\text{ m}^3/\text{h}$ v provedení se dvěma odsávacími rameny. Tento filtr je vybaven externí ovládací skříní, kterou lze instalovat pod zařízení ve výšce dostupné pro obsluhu. V této skříní je umístěn řídicí systém. Nachází se zde rovněž ukazatel zanesení filtrů, automatika Start-Stop při svařování, která zajišťuje zapnutí jednotky pouze při svařování. Tento systém uspořádá jak elektrickou energii, tak v zimních měsících omezí tepelné ztráty vzniklé odsáváním vzduchu.



Obr. č.: 7.1 Stacionární patronový filtr

Technické parametry:

Výkon ventilátoru	$3000\text{ m}^3/\text{h}$
Max. sací výkon	$2 \times 700\text{ m}^3/\text{h}$
Výkon motoru	1,5 kW
Napěťová soustava	$3 \times 400\text{ V} / 50\text{ Hz}$

Stupeň odlučivosti	99,9 %
Způsob očišťování	pneumaticky, pomocí rotačních dýz
Velikost tlakové nádoby	25 L
Připojení tlakového vzduchu	5 – 6 bar
Prachová nádoba	11 L
Počet filtračních patron	2
Kategorie použití	L, M
Hladina hluku	71 dB
Hmotnost	142,0 kg
Rozměry	655 x 655 x 1355 mm

Tuto jednotku jsem umístil mezi obě pracoviště na zeď ve výšce 2000 mm dle montážního návodu firmy KEMPER.

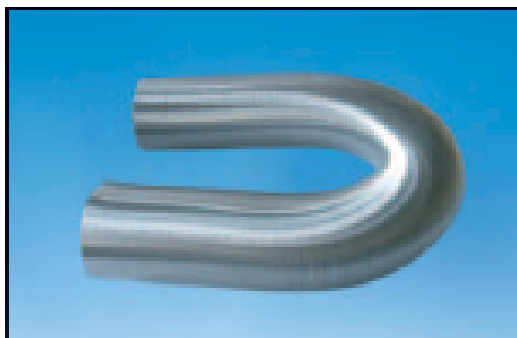
Levé rameno o délce 4 m je určeno k lokálnímu odsávání při svařování velkých součástí umístěných na podlaze, nebo ve stojanech. Je vybaveno odsávací hubicí velikosti 360 x 295 mm. V této hubici je integrováno osvětlení a klapa sloužící k uzavření v případě, kdy se toto rameno nebude využívat.

Pravé rameno o délce 3 m je určeno k lokálnímu odsávání při svařování menších součástí na svářecím stole. Je vybaveno rovněž odsávací hubicí velikosti 360 x 295 mm, v které je integrováno osvětlení a uzavírací klapa sloužící k uzavření v případě, kdy se toto rameno nebude používat.



Obr. č.: 7.2 Odsávací hubice KEMPER

Odvod přefiltrovaného vzduchu jsem zajistil pomocí spojovacího potrubí $D = 160$ mm z vícevrstvé hliníkové fólie o délce 1,25 m. Toto potrubí je flexibilní a lze ho natáhnout až na délku 5 m.



Obr. č.: 7.3 Flexibilní spojovací potrubí

Vývod tohoto vzduchu přes stěnu haly řeším pomocí Výfukového nátrubku $D = 160 \text{ mm}$ s ochrannou mřížkou.



Obr. č.: 7.4 Výfukový nátrubek s mřížkou

8 Návrh potrubí

Návrh potrubí je závislý především na přesnosti dodržení požadovaných průtoků bez dodatečné regulace při montáží. Při návrhu sítí vzduchovodů se používá více metod. V projektu je použit jeden z častých způsobů výpočtu a to metoda stálého (konstantního) tlakového spádu.

Metoda stálého tlakového spádu – při výpočtu má být v celé navrhované větvi tlakový spád R konstantní. Vodítkem k určení velikosti R je průtok a zvolená rychlost v úseku větve. Takto určený tlakový spád se pohybuje obvykle v rozmezí $0,8 - 4 \text{ Pa}$. Při dimenzování se postupuje od ventilátoru a vybírá se vždy normalizovaný průměr rovný nebo nejbližší vyšší vypočtenému. Hospodárná hodnota R je závislá na druhu zařízení, životnosti potrubí, maximálním průtoku a na délce denního provozu.

Postup výpočtu:

Zvolím hospodárnou měrnou tlakovou ztrátu R dle tabulky 8.1 (podle průtoku vzduchu a doby denního provozu).

Čas denního provozu (h za den)	Maximální průtok vzduchu ($\text{m}^3/\text{h} \cdot 10^3$)										
	1	2	3	4	5	7	10	20	30	40	50
	měrná tlaková ztráta R (Pa/m)										
4	5,0	3,5	2,8	2,5	2,2	1,7	1,5	1,0	0,8	0,7	0,6
8	2,8	1,8	1,5	1,3	1,2	1,0	0,8	0,6	0,45	0,4	0,35
12	1,6	1,3	1,0	0,85	0,75	0,65	0,55	0,35	0,30	0,25	0,22
24	1,0	0,7	0,6	0,5	0,45	0,37	0,3	0,22	0,18	0,15	0,14

Tab. 8.1 Hospodárné hodnoty R nízkotlakých rozvodů v závislosti na denní době provozu a průtoku vzduchu.

Určím ekvivalentní průměry jednotlivých úseků hlavní větve na základě zvolené hodnoty R podle nomogramu Příloha č. 2 nebo pomocí vztahu

$$d = \frac{\lambda}{R} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \quad (8.1)$$

Určím jmenovité rozměry potrubí: u kruhového potrubí platí, že $d_w = d$ a u čtyřhranného potrubí jmenovité rozměry určím ze vztahu

$$d = \frac{2a \cdot b}{a + b} \quad (8.2)$$

Nebo z tabulky Příloha č. 3. Vybírají se pouze normalizované rozměry potrubí.

Určím skutečné rychlosti proudění vzduchu a skutečné tlakové ztráty R .

Určím tlakové ztráty třením a místní tlakové ztráty pomocí vztahů

$$\Delta p_t = R \cdot l \text{ (Pa)} \quad (8.3)$$

$$\Delta p_m = \sum \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \text{ (Pa)} \quad (8.4)$$

Hodnoty ξ pro běžné tvarovky uvádí výrobce pro jednotlivé části potrubní sítě.

Dynamický tlak

$$p_d = \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \text{ (Pa)} \quad (8.5)$$

Určím celkové tlakové ztráty hlavní větve

9 Vzduchotechnické potrubí a jeho součásti

9.1 Vzduchovody

Vzduchovody se přivádí vzduch k větrání nebo klimatizaci prostoru a odvádí se vzduch se škodlivinami z těchto prostorů. Vzduchovody se vyrábějí z tenkého ocelového pozinkovaného plechu. Tloušťka plechu je odstupňovaná podle rozměru a skupiny charakterizující provozní podmínky potrubí. Tvary jednotlivých součástí čtyřhranného a kruhového potrubí (trouby, přechody, rozbočky...) jsou normovány, vyráběny a dodávány např. firmou PROCLIMA SVAMP spol. s r. o. DOLNÍ BOUSOV. Všechny tvary součástí jsem čerpal z podnikové normy TPJ 58-12-73 této firmy. Průřez vzduchovodu je kruhový nebo čtyřhranný. Kruhové potrubí má nižší tlakovou ztrátu, menší hmotnost a méně se zanáší prachem než čtyřhranné potrubí. Může se tedy využívat k dopravě vzduchu vyššími rychlostmi. Výroba čtyřhranného potrubí a výustek nevyžaduje speciální strojní vybavení a je jednodušší.

9.2 Koncové součásti vzduchotechnického potrubí

9.2.1 Vyústky

Ve vzduchotechnice se používají pro přívod a odvod vzduchu vyústky. Průmyslové vyústky jsou většinou obdélníkové. V přívodu vzduchu je možno upravit směr proudění vzduchu nastavením otočných lamel vyústky s možností usměrnění množství vzduchu v obou směrech. Používají se v rozsahu teplot od -20 do +70°C. Funkcí vyústky je usměrnění proudu vzduchu, regulace průtoku a estetické zakrytí otvoru.

Vyústka obdélníková je tvořena obdélníkovým rámem, ve kterém je otočně upevněna jedna nebo dvě řady rovnoběžných otočných profilových listů. Podle toho rozeznáváme vyústky jednořadé a dvouřadé. Dvouřadé vyústky mají dvě řady pohyblivých listů na sebe vzájemně kolmých, takže je možné regulovat proud vzduchu v obou rovinách a spolu s regulační klapkou pro regulaci tlaku jsou určeny pro přívod vzduchu. Přední řada listů je vodorovná, shodná s delším rozměrem vyústky. Zadní řada listů je svislá. Všechny listy výustek jsou otočné (naklápěcí).

- Zvolil jsem jednořadé obdélníkové vyústky. Rozměry výustek pro přívod a odvod vzduchu jsem volil podle katalogu Proclima [8]

Do diagramu určení tlakové ztráty a hluku vyústek příloha č. 7 vstupuji s následujícími hodnotami:

- průtokové množství vzduchu jednou vyústkou Q_{01} [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
- velikost vyústky $\check{S}1 \times V1$ [mm]
- korekce tlakové ztráty při sklonu listů 30°

Z diagramu v katalogu odečítám tyto hodnoty:

- korekci vlastního hluku $\Delta L_{PA\ 0,1}$ [dB]
- úroveň vlastního hluku $L_{PA\ 0,1}$ [dB]
- tlakovou ztrátu vyústky Δ_{pc} [Pa]

Přívod čistého vzduchu

jednořadá vyústka

zvoleny jednořadá vyústky velikosti 400 x 140

počet vyústek $n_v = 16$ ks

obrysový průřez $\check{S}1 = 380$ mm, $V1 = 120$ mm [8]

objemový průtok vzduchu $V_{01} = \frac{11125}{16} = 695 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 0,193 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

rychlost v hrdle vyústky $w_o = w_o = \frac{0,193}{0,38 \cdot 0,12} = 4,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

vzdálenost dosahu proudu $L_x = 5,5$ m

rychlost vzduchu na konci dosahu proudu $w = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [8]

tlaková ztráta vyústky $p_z = 13$ Pa [8]

hladina hluku pro nastavení listů $L_A = 41$ dB [8]

Navrhuji typ: VP-1.0-UR-400x140-TPJ 68-12-76 – 16 ks

Odvod znečištěného vzduchu

jednořadá vyústka

zvoleny jednořadá vyústky velikosti 400 x 140

počet vyústek $n_v = 16$ ks

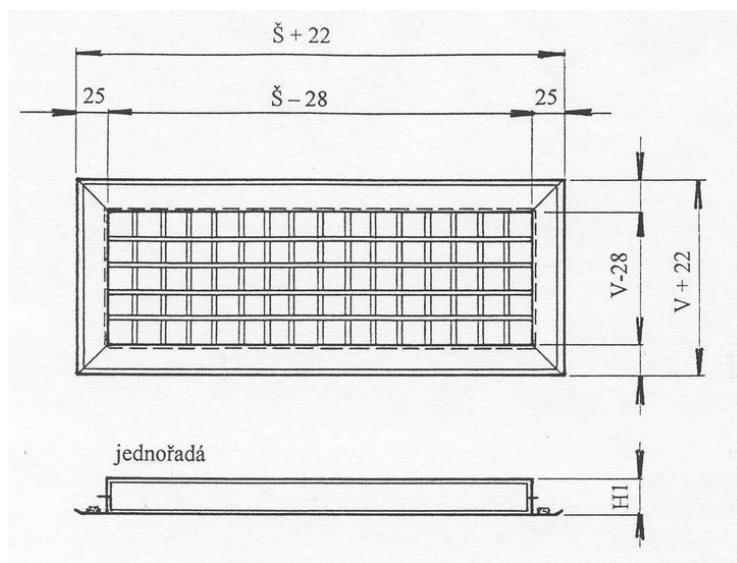
obrysový průřez $\check{S}1 = 380$ mm, $V1 = 120$ mm [8]

objemový průtok vzduchu $V_{01} = \frac{11125}{16} = 695 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 0,193 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

rychlost v hrdle vyústky $w_o = w_o = \frac{0,193}{0,38 \cdot 0,12} = 4,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

tlaková ztráta vyústky $p_z = 13$ Pa [8]

hladina hluku pro nastavení listů $L_A = 34$ dB [8]

 Navrhují typ: VP-1.0-UR-400x140-TPJ 68-12-76 – 16 ks


Obr. č. 9.1 Technický nákres Vyústka jednořadá

9.2.2 Protidešťové žaluzie

Protidešťové žaluzie se montují na venkovní stěnu objektů. Používají se pro krytí sacích nebo výtlačných otvorů a na zabránění vnikání vody do těchto otvorů. Dešťové srážky se z jednotlivých lamel postupně dostávají na nižší lamely a to nezávisle na směru proudění a rychlosti proudění vzduchu. Proto jsou jejich výškové rozměry omezené. Lamely jsou z ocelového válcovaného pozinkovaného plechu, sestávají z rámu z tenkostěnných profilů a výplně. Žaluzie větších rozměrů mají mezi řady listů vloženy příčky. Za lamelami je umístěné drátěné síto. Maximální rychlost vzduchu v průtočné ploše 6 m.s⁻¹.

Návrh žaluzie

Celkové množství vzduchu: $V_c = 11125 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Počet žaluzií: $n_z = 1$

Množství vzduchu jednou žaluzií: $V_z = 11125 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Předběžná rychlost volená v žaluzii: $w_z = 5 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Předběžný rozměr žaluzie: $S_z = \frac{V_z}{3600 \cdot w_z} \quad (9.1)$

$$S_z = \frac{11125}{3600 \cdot 5} = 0,62 \text{ m}^2$$

Volím žaluzii 1250 x 1250 mm průtočná plocha žaluzie $S_z = 1,36 \text{ m}^2$

Typ protidešťové žaluzie: PŽA – P II. 1250 x 1250 se sítím dle TPJ 68-12-2001

Skutečná rychlost v hrdle žaluzie pro přívod vzduchu:

$$w_{\text{skp}} = \frac{V_v}{3600 \cdot S_{\text{sk}}} \quad (9.2)$$

$$w_{\text{skp}} = \frac{11125}{3600 \cdot 1,36} = 2,28 \text{ m.s}^{-1}$$

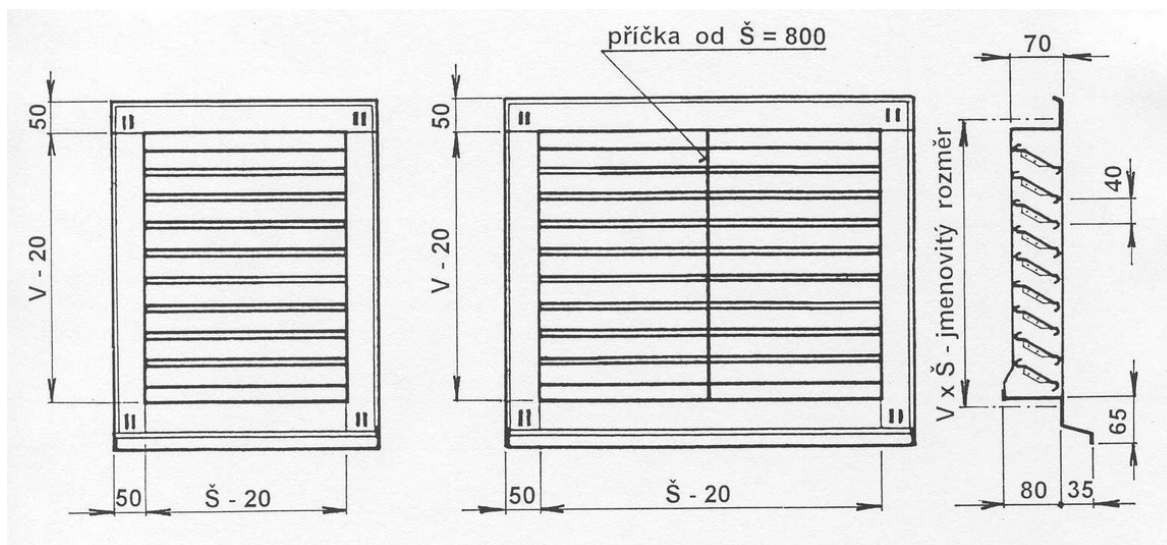
Do diagramu č.1 - Tlaková ztráta protidešťových žaluzií [8] vstupují s následujícími hodnotami:

rychlost vzduchu v hrdle w_{skp} [m.s^{-1}]

Objemový průtok vzduchu sáním V_c [$\text{m}^3.\text{h}^{-1}$]

Z diagramu katalogu odečítám hodnotu tlakové ztráty žaluzie p_z [Pa]

$p_z = 12 \text{ Pa}$ [8]



Obr. č. 7.2 Technický náčrtek protidešťové žaluzie

9.2.3 Výfuková hlavice

Používá se pro klimatizační zařízení, kde je požadováno, aby škodlivé vzdušiny byly vyfukovány co nejvýše do volného prostoru. Hlavice zabráňují vnikání deště a sněhu do potrubí. Výfuková hlavice se skládá z pláště, vložky a hrdla. Plášť ve tvaru kuželů je spojen s hrdlem šrouby s distančními podložkami, které kolem hrdla vytváří štěrbinu pro odtok napršené vody. Uvnitř pláště je vložka kuželového tvaru se stříškou,

spojená s pláštěm přínýťovanými žebry. Celý výrobek je z pozinkovaného plechu, bez povrchové úpravy dle TT 18-12-72.

Pro průtok vzduchu $11125 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ a rychlost vzduchu $6,1 \text{ ms}^{-1}$ vychází průměr potrubí 710 mm viz Výpočet tlakové ztráty výtlačné větve pro znečištěný vzduch.

Volím hlavici DN 710 dle TT 18-12-72. Součinitel místních ztrát $\xi = 1,2$

Rozměry hlavice:

$$d = 710 \text{ mm}$$

$$D = 1140 \text{ mm}$$

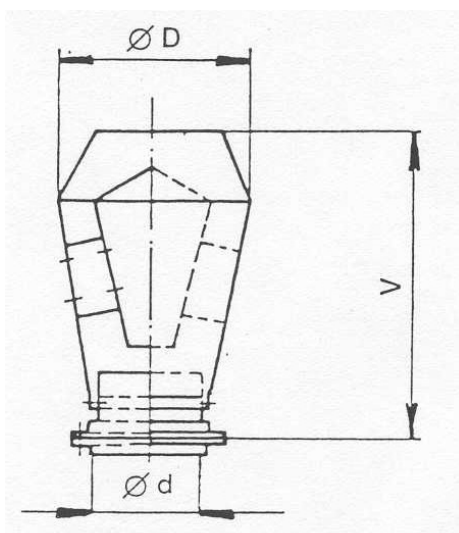
$$V = 1550 \text{ mm}$$

Výpočet tlakových ztrát hlavice:

$$p_{zm} = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = 1,2 \cdot \frac{6,1^2}{2} \cdot 1,2 = 26,79 \text{ Pa} \quad (9.3)$$

$$p_{zt} = \lambda \cdot \frac{V \cdot w^2}{d \cdot 2} \cdot \rho = 1 \cdot \frac{1,55 \cdot 6,1^2}{0,71 \cdot 2} \cdot 1,2 = 48,74 \text{ Pa} \quad (9.4)$$

$$p_{zc} = 26,79 + 48,74 = 75,53 \text{ Pa} \quad (9.5)$$



Obr. č. 9.3 Technický náčrtek Výfukové hlavice

10 Výpočet tlakových ztrát

Při proudění vzduchu potrubím se v důsledku tření přemění část jeho mechanické energie na teplo. Tuto část energie nemůžeme dále využívat k dopravě vzduchu, proto

mluvíme o ztrátách energie. Neuvažujeme-li stlačitelnost vzduchu, projeví se úbytek mechanické energie úbytkem tlaku – mluvíme proto o tlakových ztrátách. Tlakové ztráty, které vznikají při proudění tekutin potrubím rozdělujeme na:

- a) **tlakové ztráty třením [p_{zt}]** - vznikají v celém průtočném průřezu a na celé délce potrubí.

$$p_{zt} = \lambda \cdot \frac{l \cdot w^2}{d \cdot 2} \cdot \rho \quad (10.1)$$

λ koeficient tření

ρ hustota vzduchu [kg.m⁻³]

d průřez potrubí [m]

l délka potrubí [m]

w rychlost vzduchu vzdušiny [m.s⁻¹]

- b) **tlakové ztráty místní [p_{zm}]** - vznikají v části potrubí, kde dochází k narušení proudu (deformací rychlostního profilu tzn. přechody, rozbočky, odbočky, oblouky, kolena). Často se proud od stěny potrubí odtrhne, takže vzniknou vírové oblasti. Víření částic se pak v proudu vlivem viskozity tlumí a kinetická energie víru se mění v teplo.

$$p_{zm} = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (10.2)$$

ρ hustota vzduchu [kg.m⁻³]

ξ součinitel místních ztrát [-]

w rychlost vzduchu vzdušiny [m.s⁻¹]

Celková ztráta úseku potrubí se rovná součtu ztrát třením a ztrát místními odpory. Tlaková ztráta hlavní větve je tlak, na který musíme navrhnout ventilátor, aby se přivedený i odvedený vzduch dostal na požadovaná místa.

$$p_{zc} = p_{zm} + p_{zt} = \frac{l \cdot \lambda}{d} \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2} + \sum \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (10.3)$$

Při výpočtech je použito nomogramu pro stanovení tlakových ztrát třením v přímých vzduchovodech. Nomogram zobrazuje závislost tlakového spádu R (Pa.m⁻¹) na rychlosti w (m.s⁻¹), průměru d (mm) pro vzduchovod se standardní drsností $\varepsilon = 0,15$ mm a pro průtok vzduchu o konstantní hustotě ρ (kg. m⁻³). Při použití nomogramu pro nekruhové

potrubí je třeba počítat s ekvivalentním průřezem. Použití nomogramu při výpočtu podstatně urychluje výpočet.

$$d_{ek} = \frac{2 \cdot A \cdot B}{A + B} \quad (10.4)$$

A šířka potrubí [mm]

B výška potrubí [mm]

10.1 Tlaková ztráta větve přivádějící čerstvý vzduch

Větev přivádějící čerstvý vzduch zajišťuje přívod čerstvého vzduchu z venkovního prostředí přes klimatizační jednotku do svařovny.

10.1.1 Tlaková ztráta výtlačné větve sestavné jednotky

Ztráty třením:

Vzor výpočtu: $p_{zt} = R \cdot l$ [Pa]

$p_{zt} = 1,4 \cdot 0,970 = 1,4$ Pa

V	R	AxB	d_{ek}	W_{skut}	R_{skut}	l	p_z	Pozice
[m ³ .h ⁻¹]	[Pa.m ⁻¹]	[mm]	[mm]	[m.s ⁻¹]	[Pa.m ⁻¹]	[m]	[Pa]	[-]
11125	1,00	1190x1190	630	7,8	1,2	0,99	1,19	20
11125	1,00	630x630	630	7,8	1,2	4,47	5,36	13
5560	1,00	630x450	525	5,4	1,2	0,76	0,91	31
5560	1,00	630x450	525	5,4	1,2	0,99	1,19	30
5560	1,00	630x450	525	5,4	1,2	1,49	1,79	8
4865	1,00	630x355	454	6,0	1,2	1,49	1,79	7
4170	1,00	630x315	420	5,8	1,2	1,49	1,79	6
3475	1,00	500x315	386	6,1	1,2	1,49	1,79	5
2780	1,00	500x280	359	5,5	1,2	1,49	1,79	4
2085	1,00	500x240	324	4,8	1,2	1,49	1,79	3
1390	1,00	500x170	254	4,5	1,2	1,49	1,79	2
695	1,00	500x100	167	3,9	1,2	1,49	1,79	1

Σ 22,97 Pa

Ztráty místní:

$$\text{Vzor výpočtu: } p_{zm} = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$$

$$p_{zm} = 0,3 \cdot \frac{7,95^2}{2} \cdot 1,2 = 11,4 \text{ Pa}$$

Místní ztráty		
ξ	$p_{zm} \text{ [Pa]}$	Pozice
0,08	2,91	20
0,08	2,91	13
0,08	1,43	31
0,08	1,42	30
0,08	1,43	8
0,08	1,75	7
0,08	1,64	6
0,08	1,80	5
0,08	1,46	4
0,08	1,12	3
0,08	0,99	2
0,08	0,72	1

$\Sigma 19,58 \text{ Pa}$

Ztráty na vřazených tvarových dílech:

Vřazený odpor	W	ξ	p_{zm}	Poz.
	$[\text{m.s}^{-1}]$	$[-]$	$[\text{Pa}]$	$[-]$
Koleno	5,4	1,0	17,50	9
Koleno	5,4	1,0	17,50	9
Koleno	7,8	1,0	36,50	15
Rozbočka	5,4	1,4	24,49	12
Přechod	5,4	1,4	24,49	19

$\Sigma 120,48 \text{ Pa}$

Koncové prvky (výústky)

Tlaková ztráta jedné výústky $p_z = 13 \text{ Pa}$

10.1.2 Tlaková ztráta sací větve sestavné jednotky

Koncové prvky (protidešťové žaluzie)

Počet protidešťových žaluzií $n_z = 1$

Tlaková ztráta žaluzie $p_z = 12 \text{ Pa}$ [8]

Celková tlaková ztráta větve přivádějící čerstvý vzduch

$$p_{zc} = \sum p_{zt} + \sum p_{zm} = 22,97 + 19,58 + 120,48 + 16,13 + 12 = \mathbf{383,03 \text{ Pa}}$$

10.2 Tlaková ztráta ve vzduchovodech větve odvádějící znečištěný vzduch

Větev odvádějící znečištěný vzduch zajišťuje odvod znečištěného vzduchu ze svářečské dílny přes klimatizační jednotku do vnějšího prostředí.

10.2.1 Tlaková ztráta sací větve sestavné jednotky

Odsávání celého prostoru

Ztráty třením:

Vzor výpočtu: $p_{zt} = R \cdot l \text{ [Pa]}$

$$p_{zt} = 0,85 \cdot 1,18 = 1 \text{ Pa}$$

V	R	AxB	d _{ek}	W _{skut}	R _{skut}	l	p _z	Pozice
[m ³ .h ⁻¹]	[Pa.m ⁻¹]	[mm]	[mm]	[m.s ⁻¹]	[Pa.m ⁻¹]	[m]	[Pa]	[-]
11125	1,00	1190x1190	630	7,79	1,2	1,16	1,39	16
11125	1,00	630x630	630	7,79	1,2	1,49	1,79	17
11125	1,00	630x630	630	7,79	1,2	1,49	1,79	13
5560	1,00	630x450	525	5,45	1,2	7,45	8,94	11
5560	1,00	630x450	525	5,45	1,2	0,95	1,14	10
5560	1,00	630x450	525	5,45	1,2	1,55	1,86	8
4865	1,00	630x355	454	6,04	1,2	1,55	1,86	7
4170	1,00	630x315	420	5,84	1,2	1,55	1,86	6
3475	1,00	500x315	387	6,13	1,2	1,55	1,86	5

2780	1,00	500x280	359	5,52	1,2	1,55	1,86	4
2085	1,00	500x240	324	4,83	1,2	1,55	1,86	3
1390	1,00	500x170	253	4,54	1,2	1,55	1,86	2
695	1,00	500x100	167	3,86	1,2	1,55	1,86	1

Σ 29,93 Pa

Ztráty místní

$$\text{Vzor výpočtu: } p_{zm} = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = 0,3 \cdot \frac{4,99^2}{2} \cdot 1,2 = 5 \text{ Pa}$$

Místní ztráty		
ξ	p _{zm} [Pa]	Pozice
0,08	2,91	16
0,08	2,91	17
0,08	2,91	13
0,08	1,42	11
0,08	1,42	10
0,08	1,42	8
0,08	1,75	7
0,08	1,64	6
0,08	1,80	5
0,08	1,46	4
0,08	1,12	3
0,08	0,99	2
0,08	0,72	1

Σ 22,48 Pa

Ztráty na vřazených tvarových dílech:

Vřazený odpor	W	ξ	p _{zm}	Poz.
	[m.s ⁻¹]	[-]	[Pa]	[-]
Koleno	5,4	1,0	17,50	9
Koleno	5,4	1,0	17,50	9
Koleno	7,8	1,0	36,50	15
Koleno	7,8	1,0	36,50	15
Rozbočka	5,4	1,4	24,49	12
Přechod	5,4	1,4	24,49	19

Σ 156,98 Pa

Koncové prvky (výústky)

Tlaková ztráta jedné výústky $p_z = 13 \text{ Pa}$

10.2.2 Tlaková ztráta výtláčné větve sestavné jednotky

Ztráty třením:

Vzor výpočtu: $p_{zt} = R \cdot l \text{ [Pa]}$

$p_{zt} = 1,4 \cdot 0,970 = 1,4 \text{ Pa}$

V	R	AxB	d _{ek}	W _{skut}	R _{skut}	l	p _z	Pozice
[m ³ .h ⁻¹]	[Pa.m ⁻¹]	[mm]	[mm]	[m.s ⁻¹]	[Pa.m ⁻¹]	[m]	[Pa]	[-]
11125	1,00	710x710	710	6,13	0,6	0,99	0,59	24
11125	1,00	710x710	710	6,13	0,6	1,97	1,18	23

$\Sigma 1,77 \text{ Pa}$

Ztráty místní:

Vzor výpočtu: $p_{zm} = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$

$p_{zm} = 0,3 \cdot \frac{7,95^2}{2} \cdot 1,2 = 11,4 \text{ Pa}$

Místní ztráty		
Ξ	p _{zm} [Pa]	Pozice
0,08	1,80	24
0,08	1,80	23

$\Sigma 3,60 \text{ Pa}$

Ztráty na vřazených tvarových dílech:

Vřazený odpor	W	ξ	p _{zm}	Poz.
	[m.s ⁻¹]	[-]	[Pa]	[-]

Přechod	6,13	0,17	3,83	9
Přechod	6,13	0,17	3,83	9
Koleno	6,13	1,0	22,55	9

$$\Sigma 30,21 \text{ Pa}$$

Koncové prvky (Výfuková hlavice)

Počet výfukových hlavíc $n_v = 1$

Tlaková ztráta výfukové hlavice $p_z = 75,53 \text{ Pa}$ [8]

Celková tlaková ztráta větve odvádějící znečištěný vzduch z celé haly

$$p_{zc} = \Sigma p_{zt} + \Sigma p_{zm} = 29,93 + 22,48 + 156,98 + 1,77 + 3,6 + 30,21 + 75,53 = \mathbf{320,50 \text{ Pa}}$$

11 Návrh sestavné jednotky Senátor 25 – KLME – 16

11.1 Část zajišťující odsávání vzduchu

Objemový průtok je $Q_v = 11\,125 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Filtrační díl:

Navrhuji krátký kapsový zasunovací filtr těchto parametrů:

- Třída filtrace G4
- Čelní plocha $1,4 \text{ m}^2$
- Délka filtru 360 mm
- Min. tlaková ztráta 24 Pa
- Max. tlaková ztráta 250 Pa
- Výpočtová tlaková ztráta 137 Pa [Filtr, Projekční katalog KLM JANKA ENGINEERING]

Značení filtračního dílu:

Krátký kapsový zasunovací filtr G4, 1250 986 / 450 KLM16

Klapková komora:

Volím klapku vnitřní čelní celoplošnou. Klapková komora má tyto parametry:

- Maximální průtok $11125 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

-
- Tlakovou ztrátu $p_{zskl} = 6 \text{ Pa}$
 - Ovládací moment 18 Nm [specifikace pro rotační výměník, Projekční katalog KLM JANKA ENGINEERING] .

Značení klapkové komory:

Klapková komora s vnitřní čelní celoplošnou klapkou, $410 \times 986 \text{ mm}$

Regenerační rotační výměník:

Pro zvolenou velikost klimatizační jednotky jsem zvolil rotační výměník ROV 5 s těmito parametry:

Průměr kola 1700 mm

Rozteč lamel $1,9 \text{ mm}$

Průtok vzduchu $11\,125 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Čelní rychlost vzduchu $2,90 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Celkový výkon 152 kW

Účinnost 74%

Max. kondenzace $95,51 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$

Příkon pohonu 250 W

Regenerační díl má $p_z = 131 \text{ Pa}$ [specifikace pro rotační výměník, Projekční katalog KLM JANKA ENGINEERING]

Značení rotačního regeneračního výměníku:

ROV 5 – D1700 +620

Ventilátor větve odsávající vzduch:

Celková ztráta části sestavné jednotky pro odvod vzduchu:

$$p_{zcklj} = p_{z \text{ filtru}} + p_{zvent} + p_{zkl} + p_{z \text{ regen. díl}} = 137 + 57,5 + 6 + 273 = 473,5 \text{ Pa} \quad (11.1)$$

Celková tlaková ztráta ve větvi odvádějící vzduch:

Z důvodu zajištění spolehlivého provozu klimatizační modulové jednotky, volím součinitel jistoty $k_j = 1,2$

$$P_{zc} = k_j \cdot (P_{zc \text{ vzduchovody}} + p_{zc \text{ klj}}) = 1,2 \cdot (320,5 + 473,5) = 952,8 \text{ Pa} \quad (11.2)$$

$$P_{zc} = 952,8 \text{ Pa}$$

Pro celkový objemový průtok vzduchu $Q_v = 11\,125 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a celkovou tlakovou ztrátu odvodní větve $p_{zc} = 927,8 \text{ Pa}$ navrhují ventilátor s těmito parametry:

otáčky ventilátoru	$n_{\text{vent}} = 1385 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$	
výkon ventilátoru	$P_{\text{vent}} = 3,8 \text{ kW}$	
účinnost ventilátoru	$\eta_{\text{ven}} = 77 \%$	[Projekční katalog KLM JANKA ENGINEERING]

Tlaková charakteristika ventilátoru je v příloze č. 3.

Označení ventilátorového dílu zní:

D 630 P std. KLM příkon 3,8 kW

11.2 Část zajišťující přívod vzduchu

Objemový průtok je $Q_v = 11\,125 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Filtrační díl:

Navrhují krátký kapsový zasunovací filtr těchto parametrů:

- Třída filtrace G4
- Čelní plocha $1,4 \text{ m}^2$
- Délka filtru 360 mm
- Min. tlaková ztráta 24 Pa
- Max. tlaková ztráta 250 Pa
- Výpočtová tlaková ztráta 137 Pa [Filtr, Projekční katalog KLM JANKA
ENGINEERING]

Značení filtračního dílu:

Krátký kapsový zasunovací filtr G4, 1250 986 / 450 KLM16

Regenerační rotační výměník:

Pro zvolenou velikost klimatizační jednotky jsem zvolil rotační výměník ROV 5 s těmito parametry:

Průměr kola 1700 mm

Rozteč lamel 1,9 mm

Průtok vzduchu 11 125 m³.h⁻¹

Čelní rychlost vzduchu 2,90 m.s⁻¹

Celkový výkon 152 kW

Účinnost 74 %

Max. kondenzace 95,51 l.h⁻¹

Příkon pohonu 250 W

Regenerační díl má $p_z = 131$ Pa [specifikace pro rotační výměník, Projekční katalog KLM JANKA ENGINEERING]

Značení rotačního regeneračního výměníku:

ROV 5 – D1700 +620

Výpočet množství uspořené energie použitím Rotačního regeneračního výměníku:

Účinnost regeneračního výměníku η podle specifikace pro rotační výměník, [Projekční katalog KLM JANKA ENGINEERING] činí 74 % pro objemový průtok 11125 m³.h⁻¹

$$\eta_t = \frac{t_e'' - t_e}{t_i - t_e} \quad (11.3)$$

t_e'' ... teplota přiváděného vzduchu za výměníkem

t_e ... teplota přiváděného vzduchu před výměníkem

t_i ... teplota odváděného vzduchu před výměníkem

Teplota přiváděného vzduchu za výměníkem:

$$t_e'' = t_e + \eta_t \cdot (t_i - t_e) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (11.4)$$

Vstupní teplota vzduchu: $t_{ex} = -18^{\circ}\text{C}$

Požadovaná teplota v místnosti: $t_{in} = 18^{\circ}\text{C}$

$$\text{Rozdíl teplot } \Delta t = t_{\text{in}} - t_{\text{ex}} = 18 - (-18) = 36 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (11.5)$$

$$t_e'' = -18 + 0,74 \cdot 36 = 8,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Tepelný výkon uspořené výměníkem

$$P_{\text{výměníku}} = Q_v \cdot \rho \cdot c_{\text{vzd.}} \cdot (t_e'' - t_e) \quad (11.6)$$

$$P_{\text{výměníku}} = 5,14 \cdot 1,2 \cdot 1,004 \cdot [8,6 - (-18)] = 195,00 \text{ kW}$$

Pomocí výměníku dochází v zimním období k úsporám tepelného výkonu 164,73 kW.

Klapková komora:

Volím klapku vnitřní čelní celoplošnou. Klapková komora má tyto parametry:

- Maximální průtok $11125 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- Tlakovou ztrátu $p_{\text{zskl}} = 6 \text{ Pa}$
- Ovládací moment 18 Nm [specifikace pro rotační výměník, Projekční katalog KLM JANKA ENGINEERING].

Značení klapkové komory:

Klapková komora s vnitřní čelní celoplošnou klapkou, 410x986 mm

Ohřívací díl:

Návrh vodního ohřívače

Dohřev přiváděného venkovního vzduchu v zimním období na požadovanou výstupní teplotu $t_{\text{in}} = 18^{\circ}\text{C}$ pro průtok vzduchu $11125 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ bude prováděn topnou vodou $80 - 60^{\circ}\text{C}$. Ohřívač počítám modifikovanou metodikou výrobce JANKA ENGINEERING (Vzduchotechnika v příkladech Prostředí budov kapitola 4.2).

Vstupní hodnoty

Ohřev přiváděného venkovního vzduchu v letním období na požadovanou teplotu jsem počítal modifikovanou metodikou výrobce JANKA ENGINEERING (Vzduchotechnika v příkladech Prostředí budov kapitola 5.2).

Vstupní hodnoty:

- Topná látka o teplotním spádu $t_{m1}/t_{m2} = 80/60^{\circ}\text{C}$
- Předpokládaná hustota vzduchu $\rho = 1,18 \text{ kgm}^{-3}$

-
- Objemový průtok vzduchu $V_p = m/\rho = 3,09 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$
 - Vstupní vzduch teplota $t_1 = 8,6^\circ\text{C}$
 - Výstupní vzduch teplota $t_2 = 18^\circ\text{C}$
 - Zvolil jsem max. tlakovou ztrátu na straně vzduchu $\Delta p = 20 \text{ Pa}$
 - Plocha průřezu jedné vodní trubky $S_w = 1,81 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

Řešení

Tepelný výkon $Q_o = v_p \cdot c \cdot \rho \cdot (t_2 - t_1) = 3,09 \cdot 1010 \cdot 1,18 \cdot (18 - 8,6) = 34617 \text{ W}$ (11.7)

Střední logaritmická teplota

$$\Delta t = \frac{(t_{m1} - t_1) - (t_{m2} - t_2)}{\ln \frac{t_{m1} - t_1}{t_{m2} - t_2}} = \frac{(80 - 8,6) - (60 - 18)}{\ln \frac{80 - 8,6}{60 - 18}} = 55,37 \text{ K} \quad (11.8)$$

Součin hodnot

$$k \cdot S_{e1} = \frac{Q_o}{\Delta t} = \frac{34617}{55,37} = 625,2 \text{ WK}^{-1} \quad (11.9)$$

Dle přílohy č.6 jsem zvolil $R = 1$ řadRychlost vzduchu pro $k \cdot S_{e1}$ a rychlost vody $w_m = 0,4 \text{ ms}^{-1}$ je $w = 1,9 \text{ ms}^{-1}$

$$\text{Maximální rychlost vzduchu } w_{max} = \left(\frac{\Delta p_v}{4,41 \cdot R} \right)^{\frac{1}{1,8}} = \left(\frac{20}{4,41 \cdot 1} \right)^{\frac{1}{1,8}} = 2,32 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.10)$$

Předběžná čelní plocha chladiče S pro zvolenou rychlost $w = 2,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$S = \frac{V_p}{w} = \frac{3,09}{2,32} = 1,33 \text{ m}^2 \quad (11.11)$$

Zvolená plocha a velikost dle katalogu výrobce $S_c = 1 \text{ m}^2$, vel. 46, počet trubek $n = 18$

$$\text{Skutečná rychlost vzduchu } w_{cs} = \frac{V_p}{S_c} = \frac{3,09}{1} = 3,09 \text{ ms}^{-1} \quad (11.12)$$

Hmotnostní tok vody

$$m_m = \frac{Q_o}{c_m \cdot \Delta t_m} = \frac{34617}{4187 \cdot (80 - 60)} = 0,827 \text{ kgs}^{-1} \quad (11.13)$$

$$\text{Počet vodních okruhů } X = \frac{m_m}{S_m \cdot w_m \cdot \rho_m} = \frac{0,827}{1,104 \cdot 10^{-4} \cdot 0,4 \cdot 970} = 11,8 - \text{navrhuji } 8 \quad (11.14)$$

Skutečný průtok vody

$$m_m = S_m \cdot X \cdot w_m \cdot \rho_m = 1,81 \cdot 10^{-4} \cdot 8 \cdot 0,4 \cdot 970 = 0,827 \text{ kgs}^{-1} \quad (11.15)$$

$$\text{Skutečná rychlost vody } w_m = \frac{m_m}{S_m \cdot X \cdot \rho_m} = \frac{0,827}{1,104 \cdot 10^{-4} \cdot 8 \cdot 970} = 0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.16)$$

Hodnotu $k \cdot S_{el}$ pro rychlost vzduchu $w = 3,09 \text{ ms}^{-1}$ a vody $w_w = 0,4 \text{ ms}^{-1}$ z grafu přílohy č. 6 jsem odečetl $k \cdot S_{el} = 1200 \text{ WK}^{-1}$.

Posouzení návrhu:

$$k \cdot S_{ecelk} = k \cdot S_{el} \cdot Sc \cdot R = 1200 \cdot 1 \cdot 1 = 1200 \text{ WK}^{-1} = k \cdot S_e = 1200 \text{ WK}^{-1} \quad (11.17)$$

Dle projekčního katalogu JANKA ENGINEERING KLM vyhovuje jednořadý vodní ohřívač. Pro zajištění výše uvedených parametrů jsem vybral jednořadý ohřívač Výměník „A“ pro jednotku KMLE 16 s 8 okruhy a s počtem trubek 18 s těmito parametry:

- Rozteč lamel má 2,54 mm
- Připojení vody DN20
- Tlaková ztráta 19 Pa
- Celkový výkon 35 kW
- Průtok chladicí vody 2977 kg.h⁻¹
- Tlaková ztráta chladicí vody 1,5 kPa

Chladicí díl:

Návrh vodního chladiče

Chlazení přiváděného venkovního vzduchu v letním období na požadovanou teplotu jsem počítal modifikovanou metodikou výrobce JANKA ENGINEERING (Vzduchotechnika v příkladech Prostředí budov kapitola 5.2).

Vstupní hodnoty:

- Objemový průtok vzduchu $V_p = 3,09 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$
- teplotní spád chladicí vody $t_{w1}/t_{w2} = 8/15^\circ\text{C}$, výst. teplotu t_{w2} jsem zvolil
- vstupní vzduch teplota $t_1 = 27,5^\circ\text{C}$ entalpie $h_1 = 59,5 \text{ kJ.kg}^{-1}$
- výstupní vzduch teplota $t_2 = 18^\circ\text{C}$ entalpie $h_2 = 46,8 \text{ kJ.kg}^{-1}$
- zvolil jsem rychlost proudění vody $w_w = 0,6 \text{ m.s}^{-1}$
- zvolil jsem max. tlakovou ztrátu na straně vzduchu $\Delta p = 120 \text{ Pa}$
- plocha průřezu jedné vodní trubky $S_w = 1,81 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

Řešení

$$\text{Výkon chladiče} \quad Q_c = V_p \cdot \rho \cdot (h_1 - h_2) = 3,09 \cdot 1,18 \cdot (59500 - 46800) = 46307 \text{ W} \quad (11.18)$$

$$\text{Střední logaritmičká teplota } \Delta t = \frac{(t_1 - t_{w1}) - (t_2 - t_{w2})}{\ln \frac{t_1 - t_{w1}}{t_2 - t_{w2}}} = \frac{(27,58 - 8) - (18 - 15)}{\ln \frac{27,58 - 8}{18 - 15}} = 8,82 \text{ K} \quad (11.19)$$

Hodnota součinu pro plochu $S = 1 \text{ m}^2$

$$k \cdot S_e = \frac{Q_o}{\Delta t} = \frac{46307}{8,82} = 5250 \text{ WK}^{-1} \quad (11.20)$$

$$\text{Zvolil jsem } R = 4 \text{ řad} \implies \frac{k \cdot S_e}{R} = \frac{5250}{4} = 1313 \text{ WK}^{-1}$$

$$\text{Maximální rychlost vzduchu } w_{max} = \left(\frac{\Delta p_v}{4,41 \cdot R} \right) = \left(\frac{120}{4,41 \cdot 4} \right)^{\frac{1}{1,8}} = 2,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.21)$$

$$\text{Zvolená rychlost vzduchu } w = 2,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \text{ a vody } w_w = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Předběžná čelní plocha chladiče } S \text{ pro zvolenou rychlost } w = 2,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$S = \frac{V_p}{w} = \frac{3,09}{2,8} = 1,104 \text{ m}^2 \quad (11.22)$$

Dle dokumentace výrobce jsem zvolil chladič typu E se 4 okruhy ve kterých je 24 trubek s roztečí lamel 3,63 mm s čelní plochou $S_c = 2,12 \text{ m}^2$.

$$\text{Skutečná rychlost v čelním průřezu } w = \frac{V_p}{S_c} = \frac{3,09}{2,12} = 2,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.23)$$

$$\text{Hmotnostní průtok chladicí vody } m_w = \frac{Q_c}{c_w \cdot \Delta t_w} = \frac{46307}{4186 \cdot (15-8)} = 1,58 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.24)$$

$$\text{Počet vodních okruhů } X = \frac{m_w}{S_w \cdot w_w \cdot \rho_m} = \frac{1,58}{1,104 \cdot 10^{-4} \cdot 0,6 \cdot 1000} = 23,85 - \text{navrhuji } 24 \quad (11.25)$$

$$\text{Skutečná rychlost vody } w_w = \frac{m_w}{S_w \cdot X \cdot \rho_m} = \frac{1,58}{1,104 \cdot 10^{-4} \cdot 24 \cdot 1000} = 0,60 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.26)$$

Hodnotu $k \cdot S_{el}$ pro rychlost vzduchu $w = 2,8 \text{ ms}^{-1}$ a vody $w_w = 0,60 \text{ ms}^{-1}$ z grafu přílohy č. 5 jsem odečetl $k \cdot S_{el} = 1050 \text{ WK}^{-1}$.

Posouzení návrhu:

$$k \cdot S_{ecelk} = k \cdot S_{el} \cdot S_c \cdot R = 1050 \cdot 2,12 \cdot 4 = 8904 \text{ WK}^{-1} > k \cdot S_e = 5250 \text{ WK}^{-1} \quad (11.27)$$

Zvolil jsem Výměník čtyřřadý „E“ se 4 okruhy a s počtem trubek 24 s těmito parametry:

- Rozteč lamel má 3,63 mm
- Připojení vody DN65
- Tlaková ztráta 115 Pa
- Celkový výkon 47 kW
- Průtok chladicí vody 5688 kg.h⁻¹
- Tlaková ztráta chladicí vody 2,5 Pa

Ventilátor větve odsávající vzduch:

Celková ztráta části sestavné jednotky pro odvod vzduchu:

$$p_{zcklj} = p_z \text{ filtru} + p_{zreg} + p_{zkl} + p_{zvent} + p_{zohř} + p_{zchl} = 137 + 131 + 6 + 57,97 + 19 + 115 = 465,97 \text{ Pa} \quad (11.28)$$

Celková tlaková ztráta ve větvi odvádějící vzduch:

Z důvodu zajištění spolehlivého provozu klimatizační modulové jednotky, volím součinitel jistoty $k_j = 1,2$

$$P_{zc} = k_j \cdot (P_{zc \text{ vzduchovody}} + p_{zcklj}) = 1,2 \cdot (383,03 + 465,97) = 1218 \text{ Pa} \quad (11.29)$$

$$P_{zc} = 1019 \text{ Pa}$$

Pro celkový objemový průtok vzduchu $Q_v = 11\,125 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a celkovou tlakovou ztrátu odvodní větve $p_{zc} = 1019 \text{ Pa}$ navrhují ventilátor s těmito parametry:

otáčky ventilátoru	$n_{vent} = 1709 \text{ ot.min}^{-1}$
Příkon ventilátoru	$P_{vent} = 3,98 \text{ kW}$
účinnost ventilátoru	$\eta_{ven} = 79 \%$
Výkon motoru	$P_{mot} = 4,4 \text{ kW}$
Otáčky motoru	$n = 1460/1900$
Kód motoru	132.4.B3.5,5kW.S.S(340200)
Celkový tlak	$p_{celk} = 1019 \text{ Pa}$ [Projekční katalog KLM JANKA ENGINEERING]

Tlaková charakteristika ventilátoru je v příloze č. 4.

Označení ventilátorového dílu zní:

D 560 P std. KLM příkon 3,98 kW

12 Požadavky na ostatní profese

Elektroinstalace:

Zajistit zapojení segmentů ovládání a regulace sestavné jednotky dle montážního postupu výrobce, napojení sestavné jednotky a patronového filtru na elektrickou síť 400/690V-3ph-50Hz.

Vytápění:

Pro správnou funkci větrací jednotky v zimním období při -18°C je třeba zajistit hodnotu teplotního média $80/60^{\circ}\text{C}$ a napojit na vodní ohřívač vzduchu. Tlaková ztráta na straně vody v ohřívači je $1,5\text{ kPa}$. Tuto tlakovou ztrátu v ohřívacím díle je potřeba pokrýt zapojením oběhového čerpadla do okruhu topného média. Potrubí na přívodu a odvodu teplotního média k ohřívači je nutno osadit uzavíracími ventily a izolovat.

Chlazení:

Pro správnou funkci větrací jednotky v letním období při 27°C je třeba zajistit hodnotu chladicího média $8/15^{\circ}\text{C}$ a napojit na přívod doplňování chladicí vody do systému chlazení výrobních technologií ze studny. Tlaková ztráta na straně vody v chladiči je $2,5\text{ Pa}$. Tlakovou ztrátu není potřeba kompenzovat. Obvod doplňování chladicí vody má dostatečnou tlakovou rezervu. Potrubí na přívodu a odvodu chladicího média ke chladiči je nutno osadit uzavíracími ventily a izolovat.

Stavební práce:

Jsou vyznačeny na výkresech. Prostupy potrubí stěnami o 100 mm větší než profil potrubí. Prostupy těsnit montážní pěnou a ukončit trvale pružným tmelem RB. Potrubí bude zavěšeno na příhradové nosníky střešní konstrukce a příčné potrubí bude zavěšeno na příhradové nosníky stropu. Venkovní potrubí je nutno izolovat minerální vatou o tloušťce 50 mm s krytím hliníkovou fólií.

13 Výpočet pracovní doby filtrační tkaniny v odsávací větvi

Protože odsávaný vzduch bude odsáván z haly a bude obsahovat určité množství prachových částic, které filtr zachytí. Proto jsem provedl orientační výpočet pracovní doby filtru.

Výpočet pro kapsový filtr KLME 16 G4

Jímavost použité filtrační tkaniny $J = 1400\text{ g.m}^{-2}$ [7]

Rozvinutá plocha filtru $S = 2,37\text{ m}^2$ [7]

Produkce aerosolu při použití elektrody

Elektroda E-B 531 $\phi\ 4\text{ mm}$ (nejnepříznivější varianta)

Produkce aerosolu jedné elektrody je $G_{\text{tox}} = 22,21\text{ g.h}^{-1}$

Z tohoto množství připadá 12% na fitrování ze vzduchu odsávaného modulární sestavnou jednotkou $G_{tox12} = 2,67 \text{ g.h}^{-1}$

Účinnost filtru při tlakové ztrátě $p_z = 137 \text{ Pa}$ $\eta = 92 \%$ [7]

Doba použití filtru:

$$t = \frac{J.S}{G_{tox20} \cdot \eta} = \frac{1400.2,37}{2,67.0,92} = 1350 \text{ h} \quad (13.1)$$

Průměrná doba zanesení filtrační vložky na straně odsávání je 1350 hodin nepřetržitého provozu. Tato vypočtená hodnota má pro provozovatele informativní charakter. Pro výměnu nebo regeneraci filtrační vložky je rozhodující skutečná tlaková ztráta filtru, která by neměla překročit 200 Pa.

14 Investiční a provozní náklady

Uvedené ceny jsou orientační a jsou čerpány ze zdrojů dostupných na internetové síti, popřípadě od obchodních zástupců firem dodávajících dané zařízení.

Cena větrací sestavné jednotky Senátor 25 KLMe 16 415 000 Kč

Náklady na vzduchovody:

Tvarové potrubí:

Cena potrubí: $c = 182 \text{ Kč / m}$

Průměrná hmotnost jednoho metru: $m = 10,5 \text{ kg}$

Celková délka potrubí: $l = 20,9 \text{ m}$

Koeficient zahrnující náklady: $k_p = 1,5$

$$n_1 = l \cdot c \cdot k_p = 20,9 \cdot 182 \cdot 1,5 = 5\,706 \text{ Kč} \quad (14.1)$$

Rovné potrubí:

Cena potrubí: $c = 78 \text{ Kč / m}$

Celková délka potrubí: $l = 54,7 \text{ m}$

Průměrná hmotnost jednoho metru: $m = 12,5 \text{ kg}$

Koeficient zahrnující náklady: $k_p = 1,5$

$$n_2 = l \cdot c \cdot k_p = 54,7 \cdot 78 \cdot 1,5 = 6\,400 \text{ Kč} \quad (14.2)$$

Žaluzie: $\check{Z} = 3\,200 \text{ Kč}$

Vyústky: $V_y = 7\,218 \text{ Kč}$

Hlavice: $H_l = 6\,450 \text{ Kč}$

Montáž: $M_o = 55\,000 \text{ Kč}$

Stacionární patronový filtr s příslušenstvím $187\,640 \text{ Kč}$

$$\text{Náklady } N = \text{Senátor } 25 + n_1 + n_2 + \check{Z} + V_y + H_l + M_o + \text{El. filtr} = 415\,000 + 5\,706 + 6\,400 + 3\,200 + 7\,218 + 6\,450 + 55\,000 + 187\,640 = 686\,614,- \text{ Kč} \quad (14.3)$$

Výpočet nákladů na vzduchovody je proveden pouze orientačně.

Provozní náklady představují finanční úhradu 8,45 kW elektrické energie a maximálně 35 kW tepelné energie při venkovní teplotě -18°C a náklady na běžnou údržbu.

15 Závěr

Rozborem současného stavu haly pro renovaci nástrojů společnosti jsem zjistil, že současné zařízení není vyhovující. Je je proto nutné vybavit novým vzduchotechnickým zařízením.

Návrh vzduchotechnického zařízení pro tuto halu je zpracován v rámci zadání diplomové práce a je zaměřen na instalaci vyhovujícího vzduchotechnického zařízení, které zajistí potřebné větrání haly s dohříváním přiváděného čistého vzduchu v zimním období a chlazením přiváděného vzduchu v období letním. Rovněž je v tomto návrhu zahrnuto zařízení pro lokální odsávání svářečích pracovišť. Pro uskutečnění uvedeného záměru, bylo nutno provést potřebné výpočty včetně zdůvodnění technického řešení a vypracování výkresové dokumentace. Ve své práci jsem řešil otázky vzduchotechniky a větrání haly.

Navržené vzduchotechnické zařízení splňuje následující podmínky:

- zajištění a dodržení zásad bezpečné a hygienicky nezávadné práce
- nízké investiční i provozní náklady

V první části práce jsem řešil problémy větraných celkových prostor haly pro renovaci nástrojů. Navrhl jsem centrální přívod a odvod vzduchu pro halu. Jako vyhovující jednotku vzduchotechnického zařízení jsem vybral sestavnou modulární jednotku Senátor 25 – KLME 16 od výrobce JANKA ENGINEERING a.s.. Součástí této jednotky je rotační regenerační výměník, který vykazuje účinnost 74 %. Použití tohoto

zařízení během zimního období při teplotách -18°C představuje úsporu tepelného výkonu 165 kW. Na ohřátí vzduchu na potřebnou teplotu bude potřebný tepelný výkon 35 kW. Celkový výkon všech elektromotorů činí 8,45 kW elektrické energie. Celkové náklady na vzduchotechnické zařízení činí 415 000 Kč.

Součástí řešení je jednotka stacionárního patronového filtru pro lokální odsávání zplodin svařování s maximálním sacím výkonem $2 \times 7\,000\text{ m}^3/\text{h}$ firmy KEMPER spol. s.r.o.. Tato jednotka pracuje s účinností 90 % a zachytí 99,9 % tuhých emisí v odsávaných zplodinách svařování a tím snižuje dopad emisí ze svařování na životní prostředí na minimum.

Ve druhé části diplomové práce jsem provedl krátký rozbor investičních a provozních nákladů s následným ekonomickým rozbořem. Z posouzení pořizovacích nákladů je zřejmé, že náklady na pořízení vzduchotechnického zařízení sestavné modulární jednotky Senátor 25 – KLME 16 od výrobce JANKA ENGINEERING a.s. tvoří většinu investičních nákladů 415 000 Kč z celkem 663 640 Kč. Navrhované řešení zajistí nejen zlepšení pracovních a hygienických podmínek, ale i úspory tepelné energie a sníží dopad na životní prostředí. Vzduchotechnické zařízení mnou navrhované v diplomové práci bude plně vyhovovat bezpečnostním a hygienickým předpisům i požadavkům a potřebám haly pro renovaci nástrojů společnosti.

16 Seznam použité literatury

- [1] Výzkumný ústav zvaračský: Katalog rizikových faktorov pri zvaracích procesoch, Bratislava
- [2] Smolík, J.: Technika prostředí. Praha: SNTL, 1985
- [3] Chyský, J. a kol.: Větrání a klimatizace. Technický průvodce. Brno: BOLIT – B, tisk 1993
- [4] Bystrický, V.: Technická zařízení budov – B. Skripta Praha: ČVUT, 1994
- [5] Hirš, Gebauer: Vzduchotechnika v příkladech 1 Prostředí budov. Brno: ČVUT, 2006
- [6] JANKA ENGINEERING Radotín s.r.o: Větrací a klimatizační jednotky KLM
- [7] JANKA ENGINEERING Radotín s.r.o: Projekční katalog KLM
- [8] Proclima Katalog 1, Proclima SVAMP spol.s r.o. Dolní Bousov
- [9] Proclima Katalog 1 dodatek, Proclima SVAMP spol.s r.o. Dolní Bousov
- [10] Proclima Katalog 3, Proclima SVAMP spol.s r.o. Dolní Bousov
- [11] ČSN 01 3454, Technické výkresy - Instalace - Vzduchotechnika, klimatizace
- [12] ČSN EN 1886, Větrání budov – Potrubní prvky – Mechanické vlastnosti
- [13] KEMPER Katalog výrobků, KEMPER spol. s.r.o.
- [14] KEMPER Katalog výrobků ceník, KEMPER spol. s.r.o.
- [15] doc. Ing. Székyová, Ph.D. a kol., Větrání a klimatizace, JAGA GROUP, s.r.o.

17 Seznam příloh

Příloha č. 1 – Vhodné dopravní rychlosti ve vzduchovodech

Příloha č. 2 – Tlakový spád při proudění standardního vzduchu potrubím

Příloha č. 3 – Ekvivalentní průměry čtyřhranného potrubí

Příloha č. 4 – Tlaková charakteristika ventilátoru D 630 P

Příloha č. 5 – Tlaková charakteristika ventilátoru D 560 P

Příloha č. 6 – Grafy hodnot $k.S_{el}$ pro Ohřívač a Chladič

Příloha č. 7 – Návrhový diagram – obdélníková jednořadá vyústka

Výkresová dokumentace:

č.v. DP – GRYGAR - 01 Větrání haly

č.v. DP – GRYGAR - 02 Klimatizační jednotka

kusovník 1

kusovník 2

Příloha č. 1 - Vhodné dopravní rychlosti ve vzduchovodech

Maximální rychlosti [m/s] při nízkotlakém rozvodu podle účelu větracího nebo klimatizačního zařízení (upraveno podle Carrier)

Použití zařízení	hluková hladina dB	rychlost		se zřetelem na tlakové ztráty			
		doporuč.	max.	u ventilátoru		konce větví	
				přívod	odvod	přívod	odvod
Dyry	20 - 35	3	5	5	4	3	3
Hotelové pokoje, lůžkové pokoje, nemocnice	25 - 40	4	5	7,5	6,5	6	5
Malé kanceláře, lékařské místnosti, knihovny, čítárny	35 - 45	5	6	10	7,5	8	6
Divadla, posluchárny	30 - 50	4	6	6,5	5,5	5	4
Velké kanceláře, prvotřídní restaurace, prvotřídní obchody, banky	45 - 55	6	7,5	10	7,5	8	6
Běžné obchody, kavárny	40 - 60	5	9	10	7,5	8	6
Průmyslové provozovny	> 70	10	12,5	15	9	10	7,5

Vhodné rychlosti [m/s] ve vzduchovodech pro různý druh větracího nebo klimatizačního zařízení a různou polohu úseku v síti (upraveno podle ASHRAE Guide)

Druh zařízení		Větrání nebo nízkotlaká klimatizace						Vysokotlaká klimatizace	
Druh budovy		obytná		veřejná		průmyslová			
Doporučená rychlost [m/s]		střední	maxim.	střední	maxim.	střední	maxim.	střední	maxim.
Druh úseku									
potrubí	za ventilátorem (za tlumičem hluku)	5	6,5	7,5	11	10	14	12	20 - 25
	hlavní stoupačky	3,5 - 4,5	6	5 - 6,5	8	6 - 9	11	8 - 12	20 - 25
	odbočky rozvodu v podlaží	3	5	3 - 4,5	6,5	4 - 5	9	8 - 10	12 - 18
	připojky koncových jednotek +++							2,5 - 3,5	4 - 6
	odvod vzduchu	3,5	4,5	4	5,5	5	9	8	17 xxx
elementy	venkovní žaluzie pro nasávání	2,5	4	2,5	4,5	3 - 3,5	5	3	5
	filtry x) xx)	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2	2
	ohřívadla xx)	2,2	2,5	2,5	3	3	4,5	3	4,5
	pračky x) xx)	2,5 - 3	3,5 - 4	2,5 - 3	3,5 - 4	2,5 - 3,5	4	2,5 - 3	3,5 - 4
	chladiče xx)	2,2	-	2,5	-	-	-	2,5	2,5

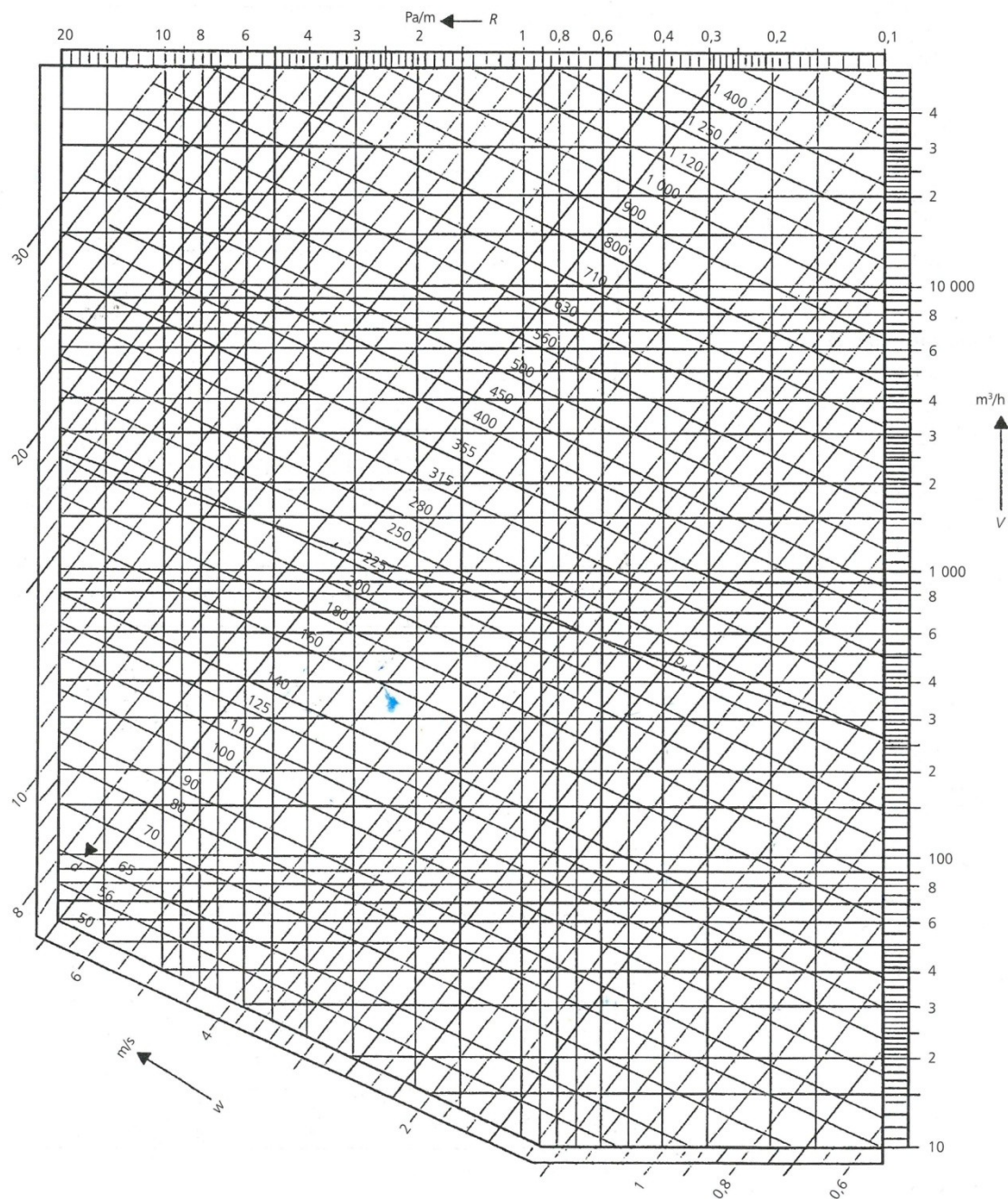
x) Neudává-li rychlost výrobce zařízení.
 xx) Rychlosti jsou v obrysové průřezu.
 xxx) Odvod vzduchu je obvykle nízkotlaký, pak jsou rychlosti podstatně nižší.

+) Platí pro provoz 12 h/den, při celodenním provozu 10 - 17 m/s.
 ++ Na konci větví max. 10 m/s.
 +++ Průměr shodný s připojovacím rozměrem jednotky, rychlost podle průtoku.

Tab. 4.11 Vhodné dopravní rychlosti při odsávání prachu nebo při dopravě materiálu

Materiál	Rychlost [m/s]
Suché třísky dřeva	16
Vlhké třísky dřeva	20
Kovový prach od brusek	15 až 20
Slévárenský prach	18 až 23
Bavlna	13 až 15
Vlna	15 až 20
Obilný prach	10 až 15

**Příloha č. 2 - Tlakový spád při proudění standardního vzduchu potrubím o
Drsnosti povrchu $\epsilon=0,15\text{mm}$**

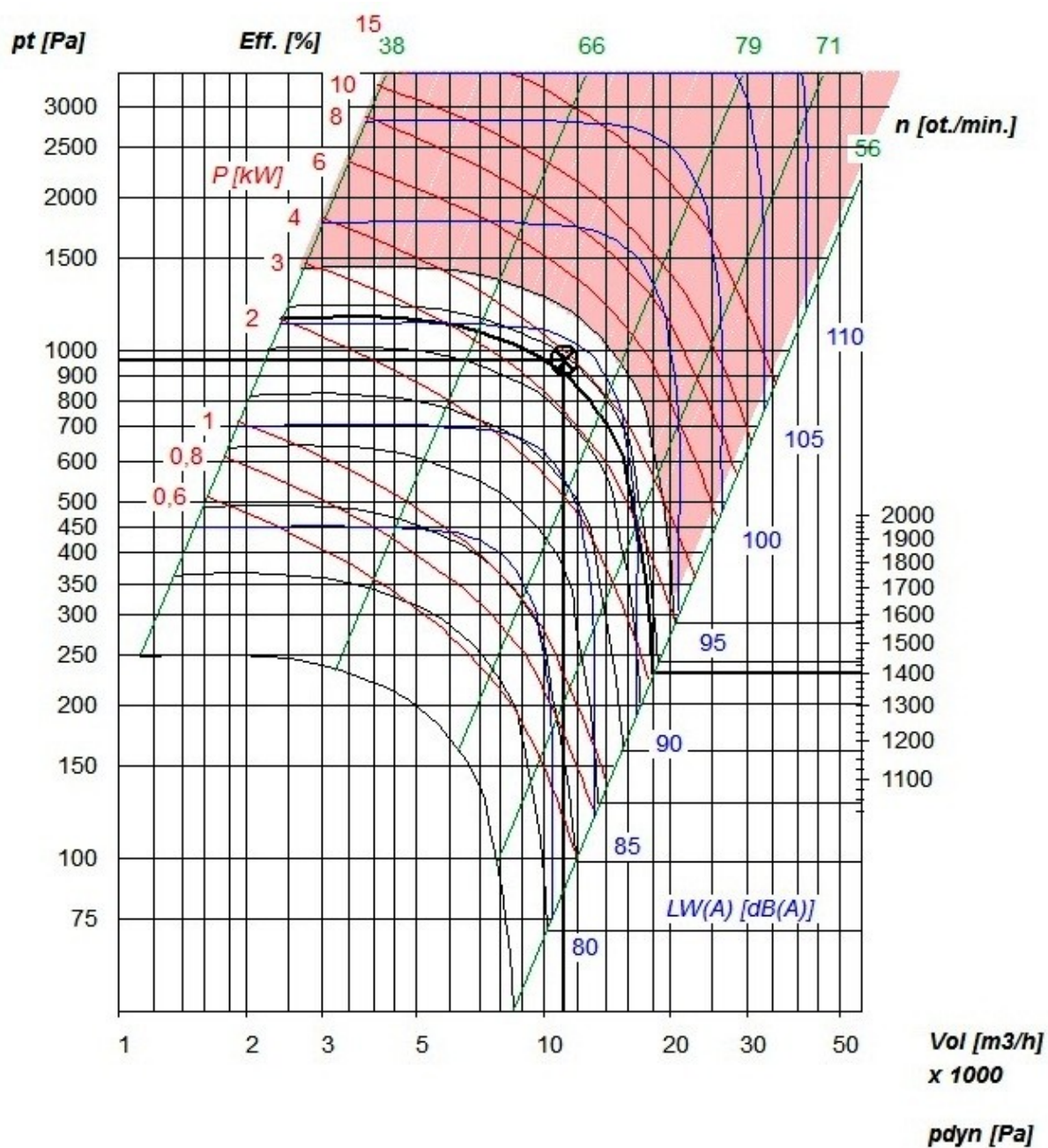


Příloha č. 3 – Ekvivalentní průměry čtyřhranného potrubí

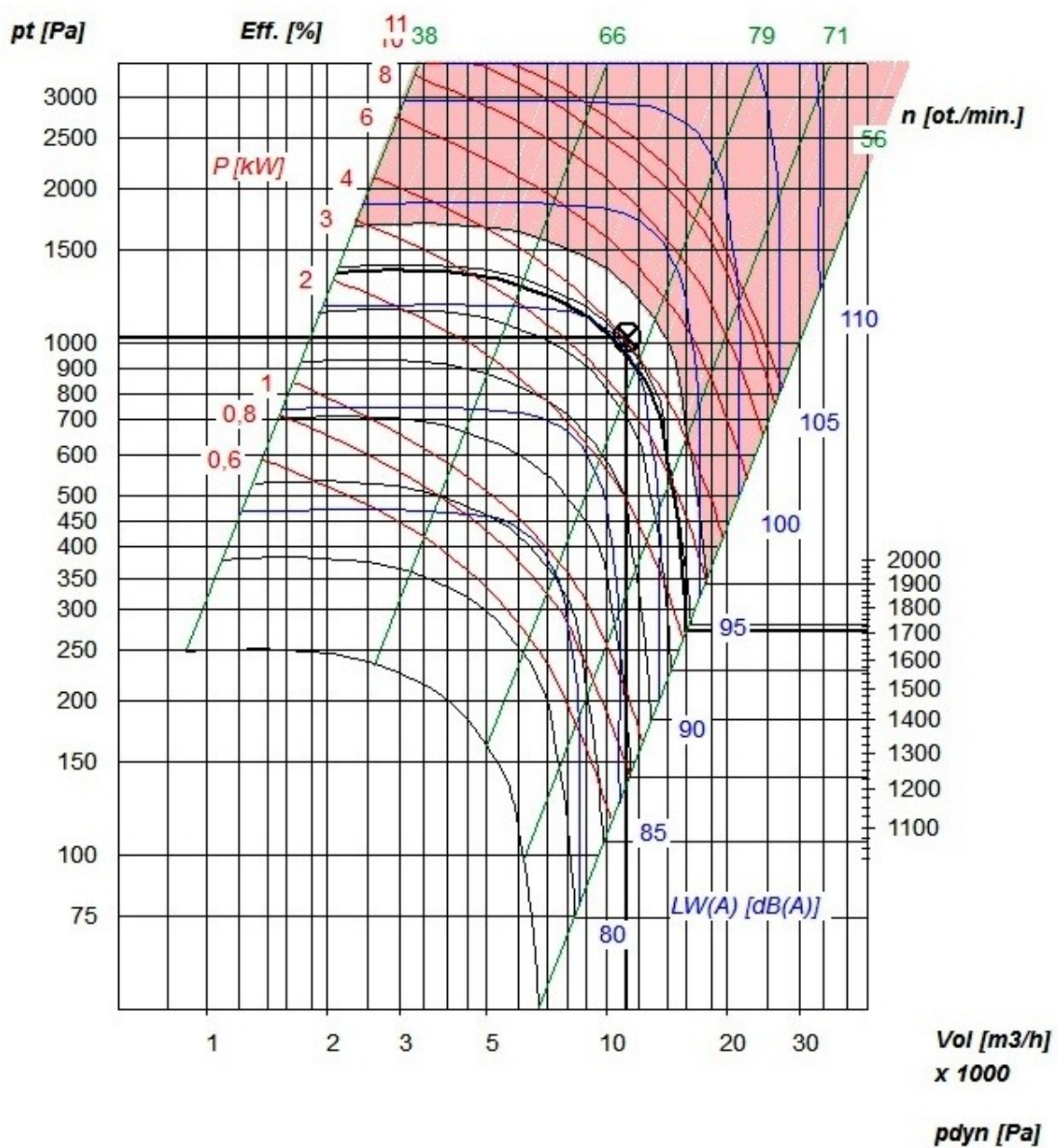
b	100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1 000	a	
a	100	105	111	117	123	129	133	138	143	147	152	156	160	164	167	$d_w = \frac{2a \cdot b}{a + b}$						100	
100	110	110	117	123	130	137	142	148	153	158	163	168	173	177	180	184						110	
110	115	121	125	132	140	148	154	161	167	173	179	185	190	196	200	204	209					125	
125	123	129	138	140	149	158	165	173	179	187	194	201	207	214	219	224	229	234				140	
140	130	136	146	154	160	169	178	187	195	204	212	221	229	236	242	249	255	261	267			160	
160	139	146	156	165	176	180	189	200	209	219	229	239	248	257	265	272	280	287	294	300			180
180	146	154	165	175	187	198	200	212	222	233	245	256	267	277	286	295	304	312	320	327	333	200	
200	154	162	173	184	197	209	220	225	237	250	263	275	288	300	310	321	332	342	351	360	367	225	
225	163	171	183	194	208	221	234	248	250	264	279	293	308	321	333	346	358	370	381	391	400	250	
250	171	180	192	204	219	233	246	261	275	280	296	313	329	345	359	373	388	402	415	427	438	280	
280	180	189	203	215	231	246	260	276	291	308	315	334	352	371	387	403	420	436	452	467	479	315	
315	189	200	214	228	244	260	275	292	309	327	347	355	376	397	415	435	454	473	492	509	524	355	
355	200	211	226	240	258	275	291	310	327	347	368	391	400	424	444	467	489	512	533	554	571	400	
400	211	222	238	254	273	291	308	328	346	367	390	415	440	450	474	499	525	551	576	600	621	450	
450	222	234	251	268	288	307	325	346	366	389	413	440	467	496	500	528	558	587	615	643	667	500	
500	232	245	263	280	302	322	341	364	385	409	435	463	492	522	551	560	593	626	659	690	718	560	
560			257	277	295	318	339	359	383	406	431	459	488	520	552	583	617	630	668	705	741	773	630
630				291	311	335	357	379	404	428	455	485	517	550	585	617	654	694	710	752	794	830	710
710					327	353	377	400	427	452	481	512	546	582	619	654	693	736	782	800	847	889	800
800						372	397	421	450	477	508	541	578	616	655	693	735	781	830	881	900	947	900
900							418	444	474	503	535	571	610	650	693	732	777	827	879	934	991	1 000	1 000
1 000								464	496	527	561	599	639	682	727	770	817	869	925	984	1044	1 101	1 120

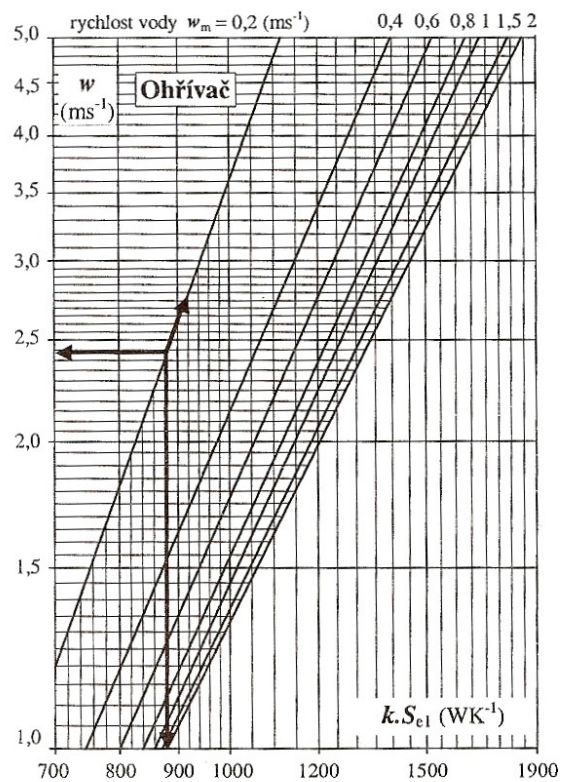
$$d_v = 1,265 \left[\frac{a^3 \cdot b^3}{a + b} \right]^{1/5}$$

Příloha č. 4 – Tlaková charakteristika ventilátoru D 630 P



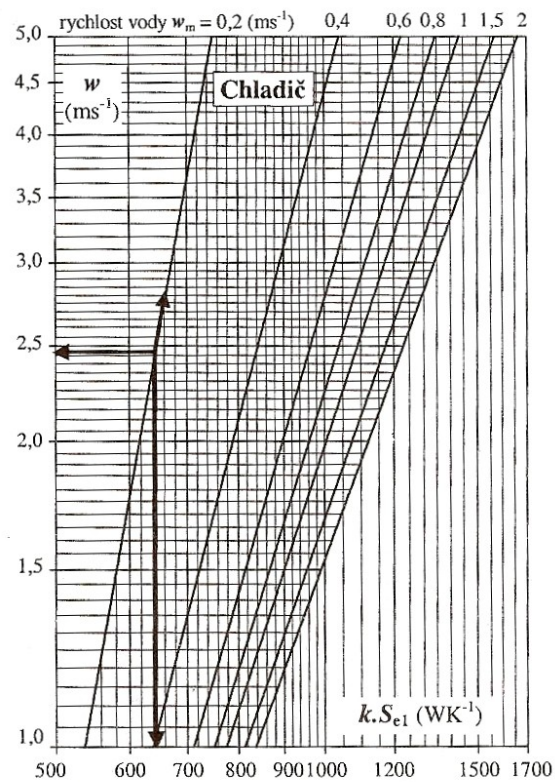
Příloha č. 5 – Tlaková charakteristika ventilátoru D 560 P



Příloha č. 6 – Grafy hodnot $k.S_{e1}$ pro Ohříváč a chladič

Hodnoty součinu $k.S_{e1}$ pro 1Ř a $S = 1 \text{ m}^2$

V grafu je na svislé ose součin součinitelů protoku tepla a 1 m^2 teplosměnné plochy pro 1 Ř



Hodnoty součinu $k.S_{e1}$ pro 1Ř a $S = 1 \text{ m}^2$

Příloha č. 7 – Návrhový diagram – obdélníková jednořadá vyústka

